

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Kinematický a konstrukční rozbor sedmistupňové planetové převodovky
jízdního kola

Kinematic and Structural Analysis of the Bicycle Seven-stage Planetary
Gearbox

Student:

Bc. Miroslav Trochta

Vedoucí diplomové práce:

prof. Ing. Vladimír Moravec, CSc.

Ostrava 2012

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Miroslav Trochta**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin

Téma: **Kinematický a konstrukční rozbor sedmistupňové planetové převodovky
jízdního kola**
**Kinematic and Structural Analysis of the Bicycle Seven-stage Planetary
Gearbox**

Zásady pro vypracování:

1. Pro dodaný vzorek zadního náboje jízdního kola s vestavěnou sedmistupňovou převodovkou proveďte rozbor a vyhodnocení funkcí.
 2. Zpracujte kinematické schéma převodovky s vyhodnocením převodových poměrů.
 3. Nakreslete potřebné řezy převodovou skříní a proveďte potřebné konstrukční výpočty.
 4. Pro kvalifikovaný odhad zatížení proveďte pevnostní kontrolu vybraných dílů.
- Minimální rozsah práce bez příloh je 45 stran. Nakreslete sestavu převodovky a kinematické schéma převodů.

Seznam doporučené odborné literatury:

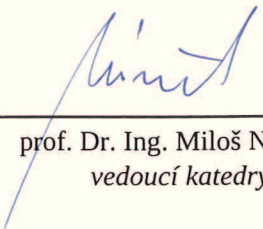
- ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
- ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.
- FARANA, R. AJ. *Zpracování závěrečných textů z oblasti automatizace a informatiky*. Včetně anglicko-českého slovníku automatizační techniky a řízení. 1. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2004. 116 s. ISBN 80-248-0557-X.
- DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I*. Ostrava : Montanex, 2000, 225 s. ISBN 80-7225-018-3.
- MORAVEC, V. *Konstrukce strojů a zařízení II*. Ostrava : Montanex, 2001, 291 s. ISBN 80-7225-051-5.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

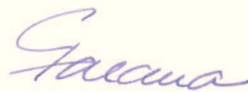
Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Vladimír Moravec, CSc.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012



prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 21. května 2012

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 21. května 2012

..........

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Miroslav Trochta

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Pňovice 133, 784 01 Litovel

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

TROCHTA, M. *Kinematický a konstrukční rozbor sedmistupňové planetové převodovky jízdního kola: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2012, 51 s. Vedoucí práce: Moravec, V.

Diplomová práce se zabývá kinematickým a konstrukčním rozбором sedmistupňové nábojové planetové převodovky Shimano Nexus 7 SG-7R46. V úvodu práce je přehled minulých i současných bicyklů a převodovek. Následuje schéma převodovky s popisem hlavních částí, rozбором převodových stupňů a vyhodnocením úhlových rychlostí jednotlivých členů v převodovce. Poté jsou popsány funkce všech součástí převodovky a vysvětlen princip řazení jednotlivých převodových stupňů. Další část práce obsahuje kontrolní pevnostní výpočty vybraných ozubených kol a hřídele. K práci je doložen sestavní výkres převodovky.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

TROCHTA, M. *Kinematic and Structural Analysis of the Bicycle Seven-stage Planetary Gearbox: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanism, 2012, 51 p. Thesis head: Moravec, V.

This thesis deals with the design and kinematic analysis of the seven-stage planetary gearbox Shimano Nexus 7 SG-7R46. The introduction includes an overview of former and present bikes and gears. The following diagram describes the main gear parts, gear analysis, and evaluation of angular speed of the individual sections of the gearbox. This follows the functional description of all gear components including an explanation that demonstrates the principle of gear shifting of each individual gear. The final part includes stress analysis of selected gears and shafts. This thesis is additionally documented by a drawing of the gearbox.

Obsah:

Seznam použitých symbolů a značek	7
0 Úvod	10
1 Historie a vývoj jízdního kola.....	11
2 Převodovka Shimano Nexus Inter 7	16
2.1 Schéma a základní parametry převodovky	17
2.2 Kinematické schéma a vyhodnocení převodových poměrů.....	19
2.3 Rychlostní analýza při řazení převodových stupňů	23
2.4 Zjištění geometrických parametrů ozubených soukolí	27
3 Popis a vyhodnocení funkcí.....	30
3.1 Pevný hřídel	30
3.2 Převodový mechanismus	33
3.3 Skříň.....	36
3.4 Ostatní prvky.....	37
3.5 Princip řazení převodových stupňů.....	38
4 Odhad zatížení a pevnostní výpočty	41
4.1 Analýza zatížení převodového ústrojí.....	41
4.2 Odhad zatížení pevného hřídele.....	43
4.3 Kontrolní výpočet pevného hřídele.....	45
4.4 Materiál ozubených kol.....	47
4.5 Pevnostní výpočet soukolí A	48
5 Závěr	51
6 Seznam použité literatury	52
7 Seznam příloh	54

Seznam použitých symbolů a značek

Symbol	Význam	Jednotka
F_1, F_2	Reakční síla na hřídeli	N
F_C	Celková zátěžná síla	N
F_F	Síla odporů proti jízdě	N
F_H	Hnací síla	N
F_{PN}	Síla v předním náboji	N
F_S	Síla odporu stoupání	N
F_{ZN}	Síla v zadním náboji	N
F_f	Síla odporu valení	N
F_t	Obvodová síla	N
F_z	Zatěžující síla	N
F_z	Zatěžující síla	N
K	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení satelitů	-
K_A	Součinitel vnějších dynamických sil	-
$K_{F\alpha}$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení	-
$K_{F\beta}$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce	-
K_V	Součinitel vnitřních dynamických sil	-
M_{1k1}	Moment na vstupu do převodovky	$N \cdot m$
M_{1n}	Moment na skříní	$N \cdot m$
M_{1s1}	Moment na satelitu 1	$N \cdot m$
M_k	Krouticí moment na kola s roztečným průměrem d	$N \cdot m$
$P_{\dot{\epsilon}}$	Průměrný výkon cyklisty	W
$P_{\dot{\epsilon}k}$	Výkon cyklisty na kilogram	W
R_k	Poloměr pneumatiky	mm
S_F	Bezpečnosti v ohybu	-
S_H	Bezpečnosti v dotyku	-
Y_{Fa}	Součinitel tvaru zubu	-
Y_{Sa}	Součinitel koncentrace napětí	-
Y_{β}	Součinitel sklonu zubů	-
Y_{ϵ}	Součinitel vlivu záběru profilu	-
$Z_{B,D}$	Součinitel jednopárového záběru	-
Z_E	Součinitel mechanických vlastností materiálu	-

Symbol	Význam	Jednotka
Z_H	Součinitel spoluzabírajících zubů	-
Z_β	Součinitel vlivu sklonu zubu	-
Z_ε	Součinitel délky dotykové křivky záběru	-
b_F	šířka zubu	mm
c^*	Jednotková výška zubové mezery	-
d_I, d_{II}, d_{III}	Průměry hřídele	mm
d_{u1}, d_{u2}	Průměry unášeče	mm
i_X	Převodový poměr	-
l_1, l_2, l_k	Rozměry bicyklu	mm
l_3, l_4, l_5, l_6, l_7	Rozměry hřídele	mm
m_ξ	Hmotnost jezdce	kg
m_k	Hmotnost bicyklu	kg
m_n	Normálový modul	mm
s	Počet satelitů	-
v_X	Průměrná rychlost jízdy	$m \cdot s^{-1}$
x	Číslo převodového stupně	-
Z_{c1}	Počet zubů centrálního kola 1	-
Z_{c2}	Počet zubů centrálního kola 2	-
Z_{c3}	Počet zubů centrálního kola 3	-
Z_{c4}	Počet zubů centrálního kola 4	-
Z_{k1}	Počet zubů korunového kola 1	-
Z_{k2}	Počet zubů korunového kola 2	-
Z_{s1}	Počet zubů na dvojitém satelitu 1	-
Z_{s1}, Z_{s2}	Počty zubů na dvojitém satelitu 1	-
Z_{s3}, Z_{s4}	Počty zubů na dvojitém satelitu 2	-
α	Úhel stoupání vozovky	°
α_n	Úhel záběru	°
ρ_f^*	Jednotkový poloměr zaoblení paty zubu	-
σ_F	Napětí v ohybu	MPa
σ_{FE}	Dovolené napětí v ohybu	MPa
σ_{FO-C}	Místní ohybové napětí	MPa

Symbol	Význam	Jednotka
σ_{Flim}	Dovolené napětí v ohybu	MPa
σ_H	Výpočet napětí v dotyku	MPa
σ_{HO}	Místní napětí v dotyku	MPa
σ_{Hlim}	Dovolené napětí v dotyku	MPa
$\sigma_{oI}, \sigma_{oII}, \sigma_{oIII}$	Napětí v ohybu	MPa
ω_{xc1}	Úhlová rychlost centrálního kola 1	s^{-1}
ω_{xc2}	Úhlová rychlost centrálního kola 2	s^{-1}
ω_{xc3}	Úhlová rychlost centrálního kola 3	s^{-1}
ω_{xc4}	Úhlová rychlost centrálního kola 4	s^{-1}
ω_{xk1}	Úhlová rychlost korunového kola 1	s^{-1}
ω_{xk2}	Úhlová rychlost korunového kola 2	s^{-1}
ω_{xs1}	Úhlová rychlost satelitu 1	s^{-1}
ω_{xs2}	Úhlová rychlost satelitu 2	s^{-1}
ω_{xu}	Úhlová rychlost unášeče	s^{-1}

0 ÚVOD

Diplomová práce se zabývá kinematickým a konstrukčním rozbořem sedmistupňové planetové převodovky jízdního kola Shimano NEXUS SG-7R46.

Cíle práce:

- Vypracovat přehled vývoje převodových systémů jízdních kol
- Provést rozbor a vyhodnocení funkcí jednotlivých členů převodovky
- Pro konkrétní převodovku vypracovat kinematické schéma
- Provést kontrolní pevnostní výpočet vybraného dílu převodovky
- Nakreslit sestavní výkres převodovky



Obr. 0.1 Převodovka Shimano NEXUS 7 SG-7R46

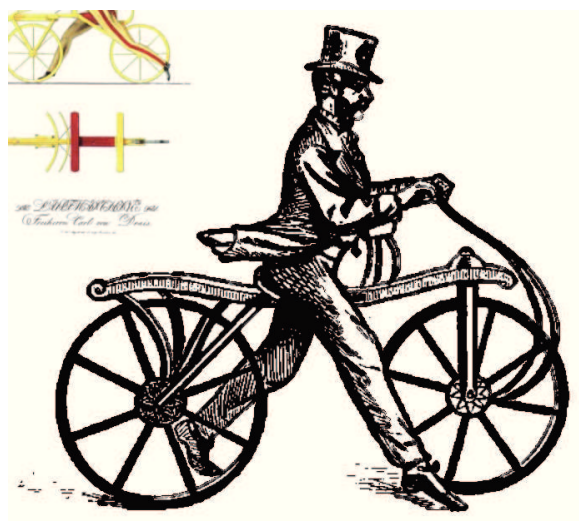
1 HISTORIE A VÝVOJ JÍZDNÍHO KOLA

Za prvního předchůdce jízdního kola je v dnešní době považován celeriped (obr. 1.1), který v roce 1791 vynalezl francouzský šlechtic Médé de Sivrac. Stroj se skládal z dřevěného rámu a dvou kol uchycených pomocí čepů. Celeriped se do pohybu uváděl odražením nohou od země, neměl ani říditelné kolo, takže pokud chtěl jezdec zatočit, musel z kola sesednout a otočit jej ručně. [1]



Obr. 1.1 – Celeriped [7]

Další vývojovou fází jízdního kola byl vynález důstojníka pruské armády barona von Drais de Sauerbruna z roku 1818 s názvem draisina (obr. 1.2). Byl to dřevěný stroj 2,4m dlouhý s říditelným předním kolem. I přesto, že byl díky možnosti zatáčení značně revoluční příliš se draisina mezi lidmi nechytla, a to především pro velikost a hmotnost 40 kg. I když časem došlo k několika vylepšením, jako například předělání rámu z dřevěného na železný, stále nebyla draisina příliš populární. [1]



Obr. 1.2 – Draisina [8]

V roce 1861 francouzský zámečník Pierr Michaux a jeho syn Ernest poprvé připevnili pedály na draisinu. Tento vynález byl pojmenován mišédka obr. 1.3, později nazýván velociped nebo také kostitřas. [1]



Obr. 1.3 – Mišédka [9]

Dalším bicyklem, který se objevil, bylo takzvané vysoké kolo (obr. 1.4). To si nechali v roce 1870 patentovat Angličané James Starley a William Hillman. Vysoké kolo bylo charakteristické velkým předním kolem, na kterém byly umístěny pedály. Díky velkému kolu vznikl těžší převod a kolo mohlo jet rychleji. Ani vysoké kolo nebylo příliš oblíbené a to především proto, že nebylo bezpečné. Mělo vysoko položené těžiště, špatně se na něm udržovala stabilita a docházelo k mnoha pádům. V tomto období již kola bicyklů měla plnou gumovou obruč (bez duše). Ta se začala objevovat zhruba v šedesátých letech 19. století. [1]



Obr. 1.4 – Vysoké kolo [14]

Bicykl klasické konstrukce, jak jej známe dnes, se poprvé objevil v roce 1885. Stroj navrhl John Kemp Starley a jeho synovec James. Jednalo se o kolo s názvem Rover, mělo stejně velká kola a rám, díky němuž mohl cyklista snadno udržovat rovnováhu. Bylo poháněno prostřednictvím řetězu spojujícího pedály a náboj zadního kola. Tím byl vytvořen první převodový systém. [1]

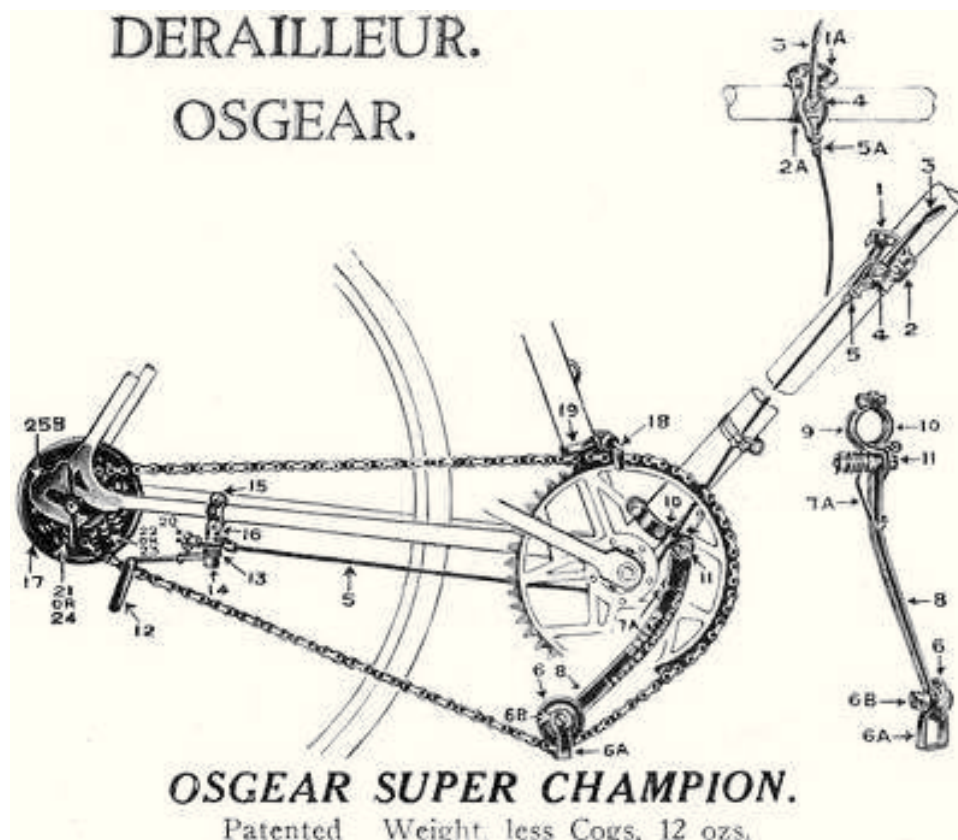


Obr. 1.5 – Rover [10]

Tato kola byla vybavena pouze jedním pastorkem o 18 nebo 19 zubech. Kvůli náročnosti při jízdě do kopce se při závodech používala speciální zadní kola s dvěma pastorky na obou stranách náboje. Před kopcem závodník otočil zadní kolo, aby se přes něj dostal s menší námahou. Vývoj a testování prvních řadicích systémů probíhal již ke konci 19. století. Jejich rozšíření však bránili jak samotní cyklisté, kteří jim nevěřili, tak pořadatelé závodů, kteří jejich používání zakazovali. Jako první vznikaly řadicí soustavy umístěné v náboji kola, jejichž funkce byla založena na principu planetového převodu. První patent na dvoustupňovou nábojovou převodovku byl připsán Williamu Reillymu v roce 1896. [1]

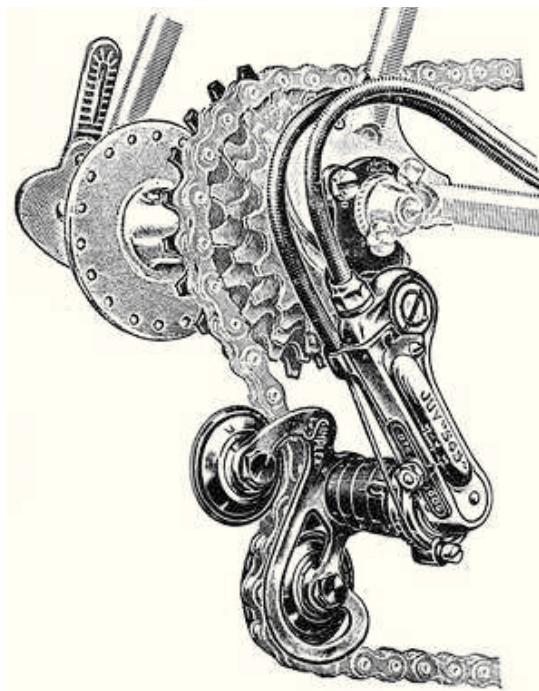
Během následujících let se objevilo mnoho měničů převodů, mezi nejpoužívanější patřil Le Simplex a Super Champion. [1]

Super Champion (obr. 1.6) měl u klik umístěné napínací kolečko a na zadním náboji posuvnou vidlici, která přehazovala řetěz. [1]



Obr. 1.6 – Řadicí systém Super Champion [13]

Le Simplex obr. 1.7 byl uveden na trh v roce 1928. První verze používala jen jednu vodící kladku, druhá k ní přibyla až později. Byl to první řadicí systém, jehož rameno bylo uchyceno na čepu v patce zadní vidlice tak, jak je to řešeno u dnešních řadicích systémů. Jak Simplex tak Super Champion byli ovládané pomocí dvou lanek. [1]



Obr. 1.7 – Řadicí systém Le Simplex [13]

Vývoj v dalších letech probíhal podobným směrem, převodovky se vylepšovaly společně s dalšími věcmi na bicyklech, jako jsou rámy, brzdy a další. Začaly se používat nové materiály a technologie výroby.

Převodové mechanismy se vyvíjely dále dvěma směry:

- Řetězovými převody s měniči u klik (1 až 3), a hnanými pastorky u zadního kola (obr. 1.7). Tento systém je nejpoužívanější především u sportovních jízdních kol (typ Simplex).
- Planetové nábojové převodovky užívané spíše u turistických a městských kol, které jsou méně rozšířené

Výrobou planetových nábojových převodovek se začalo zabývat mnoho firem po celém světě.



Obr. 1.8 – Rohloff SPEEDHUB 500/14 [12]

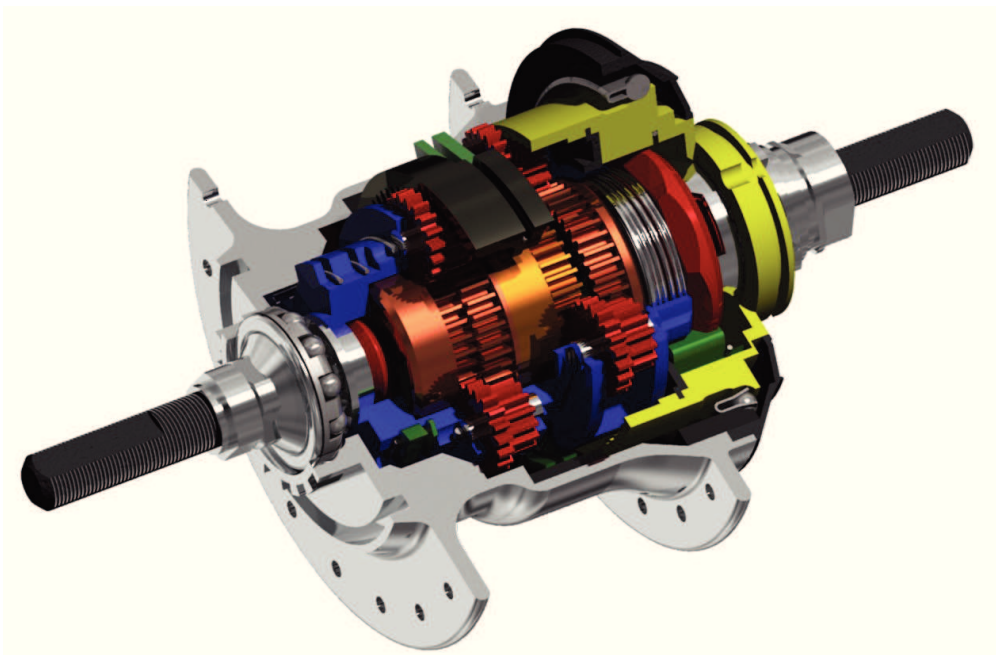
Mezi nejznámější výrobce nábojových převodovek patří firma Shimano, s řadami převodovek Nexus a Alfine s maximálním počtem převodových stupňů jedenáct. Dále firma Rohloff, která vyrábí čtrnáctistupňové převodovky (obr 1.8), a firma SRAM vyrábějící až devítistupňové převodovky řady i-Motion (obr. 1.9).



Obr. 1.9 – SRAM i-Motion 9 [11]

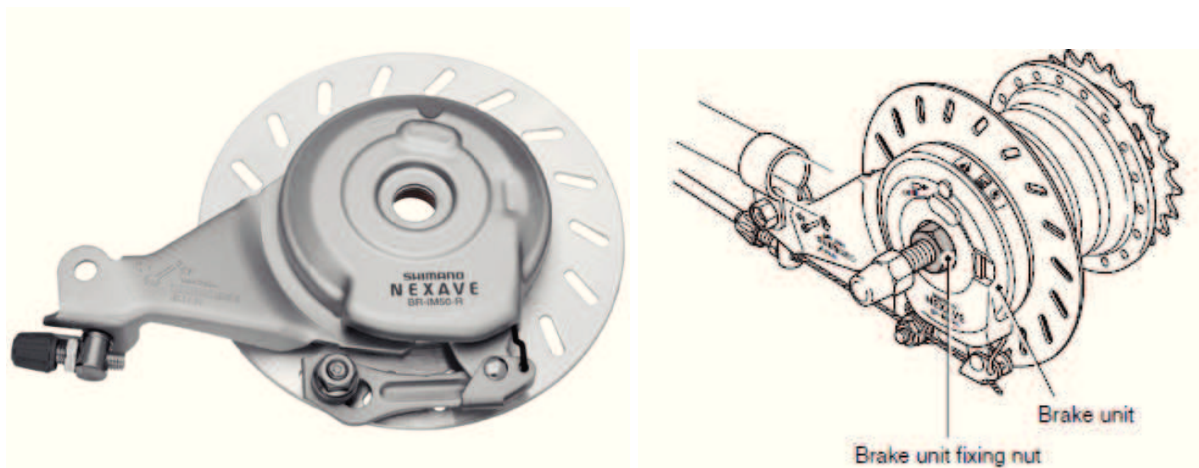
2 PŘEVODOVKA SHIMANO NEXUS INTER 7

Sedmistupňová nábojová planetová převodovka pro jízdní kola Shimano Nexus Inter 7 SG-7R46 (obr. 2.1) se řadí do kategorie City & Comfort Bike. Nejedná se tedy o převodovku, která by byla určena pro náročné jízdy v terénu nebo závodění. Kola jí vybavená jsou primárně určena pro pohodlné a nenáročné ježdění na upravených cestách. Vzhledem k tomu, že se jedná o nábojovou převodovku, je řadicí a převodový mechanismus schován v náboji a tak chráněn proti nepříznivým vlivům okolí.



Obr. 2.1 Řez převodovkou Shimano NEXUS 7 SG-7R46

K samotné převodovce lze zakoupit také speciální bubnovou brzdu Shimano BR-IM 50-R (obr. 2.2), která se umísťuje přímo na náboj. Výhodou této brzdy je, že její brzdný účinek není ovlivňován počasím a díky tomu stále brzdí stejnou silou.



Obr. 2.2 Nábojová brzda Shimano Nexave BR-IM 50-R [15]

Dále firma Shimano dodává i přední kliky FC-NX75 (obr. 2.3) a další příslušenství jako řadicí a brzdící páčky.



Obr. 2.3 – Přední klika Shimano FC-NX75 [15]

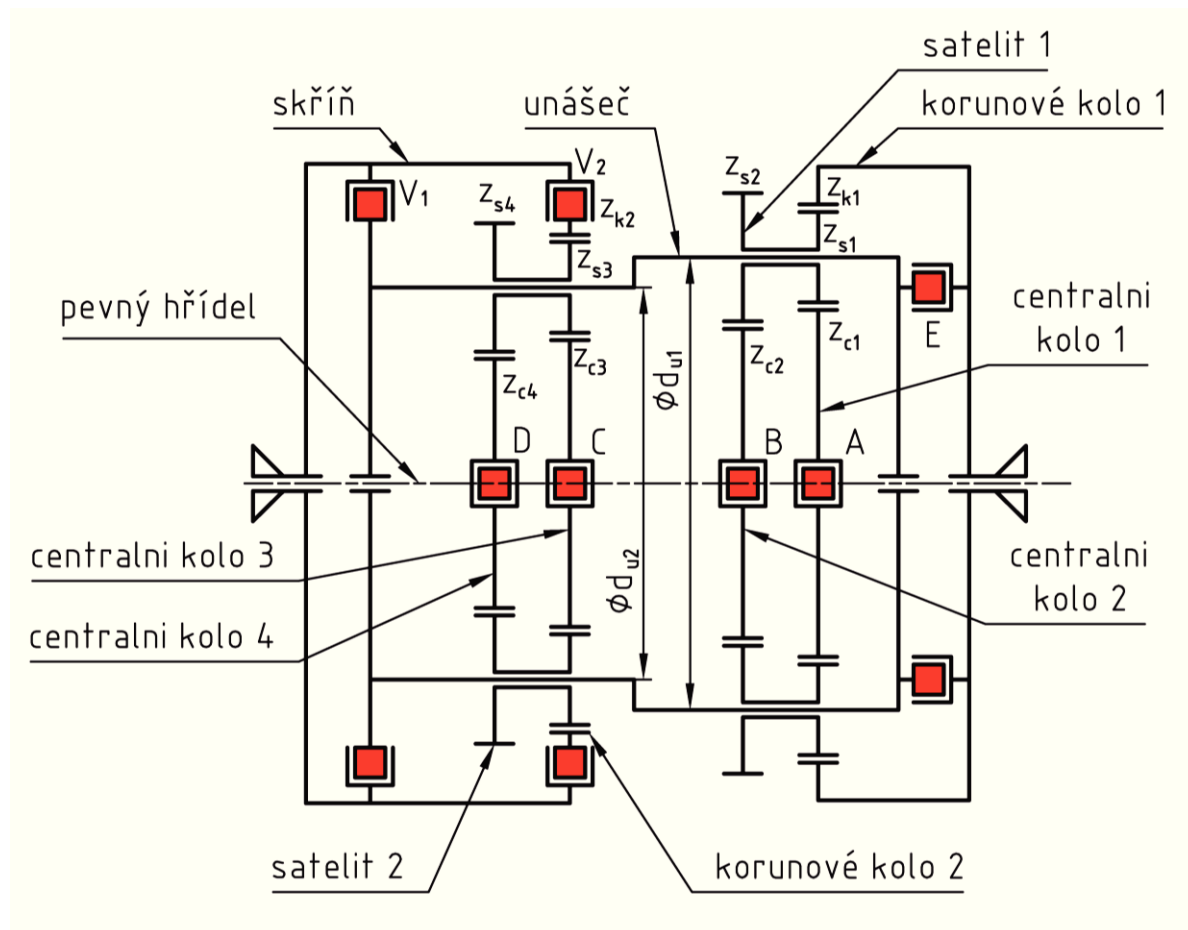
2.1 Schéma a základní parametry převodovky

Na obr. 2.4 je vyobrazeno schéma popisované převodovky Shimano NEXUS 7 SG-7R46. Červenými čtverci jsou naznačeny jak západkové mechanismy ovládané B, C, D a E, tak i samočinné A, V_1 a V_2 . Převodovka se skládá ze dvou korunových kol, šesti dvojitých satelitů, čtyř centrálních kol, unášče, náboje a pevného hřídele.

Výkon do převodovky vstupuje přes korunové kolo 1 (obr. 2.4), dále se přenáší buď přes satelit 1, nebo přímo na unášеч, pokud dojde k zablokování západkového mechanismu E. Poté výkon putuje přes unášеч buď na satelit 2, následně na korunové kolo 2 a přes západkový mechanismus V_2 do náboje nebo přes mechanismus V_1 přímo do skříně. Tok výkonu v převodovce se mění v závislosti na zařazení ovládaných západkových mechanismů B, C, D a E. Počty zubů jednotlivých kol jsou uvedeny v tabulce 2.1.

Tab. 2.1 – Odečtené počty zubů jednotlivých kol

Soukolí	Korunové kolo	Satelit	Centrální kolo
A	$z_{k1} = -72$	$z_{s1} = 14$	$z_{c1} = 42$
B	–	$z_{s2} = 20$	$z_{c2} = 36$
C	$z_{k2} = -66$	$z_{s3} = 14$	$z_{c3} = 36$
D	–	$z_{s4} = 19$	$z_{c4} = 30$

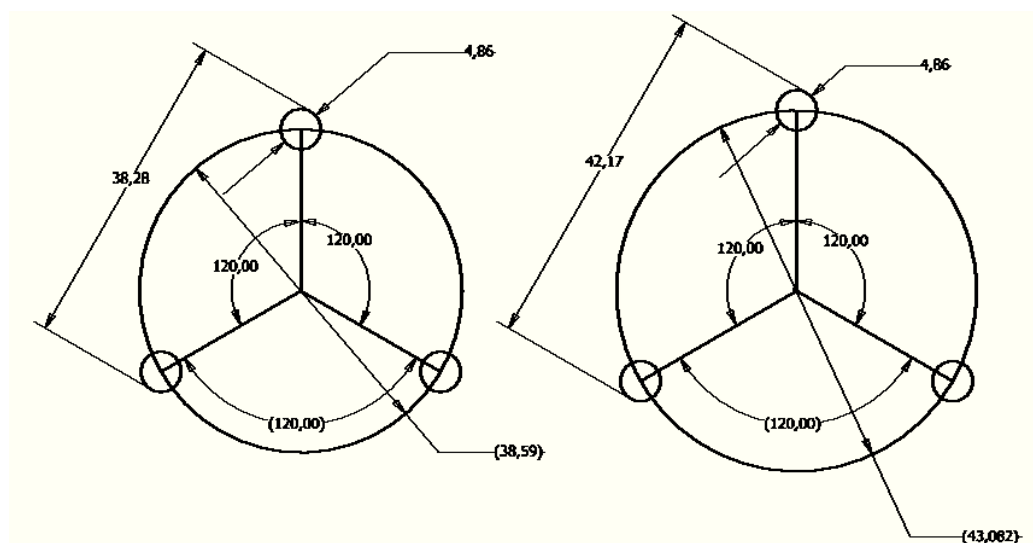


Obr. 2.4 – Schéma převodovky

Rozměry pro výpočet průměrů unášečů byly odměřeny z konkrétních součástí a vypočteny za pomoci aplikace Autodesk Inventor profesional (obr. 2.5).

$$d_{u1} = 43 \text{ mm};$$

$$d_{u2} = 38,6 \text{ mm}$$



Obr 2.5 – Průměry unášeče

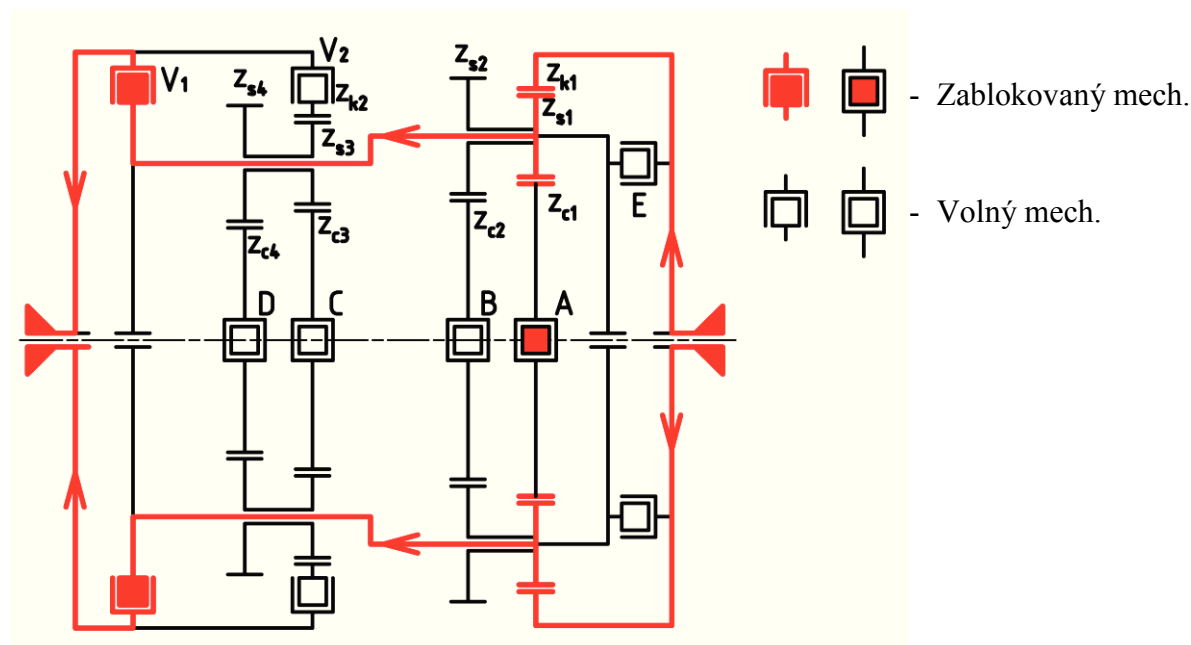
2.2 Kinematické schéma a vyhodnocení převodových poměrů

Pro jednotlivé převodové stupně jsou nakresleny kinematická schémata na obr. 2.6 až 2.12, ve kterých je červenými čarami naznačen tok energie v převodovce. Zařazení jednotlivých západkových mechanismů je naznačeno v tab. 2.2. Dále je vypočten převodový poměr pro každý převodový stupeň převodovky.

Tab. 2.2 – Zabrzdná kola pro jednotlivé převodové stupně

		Zablokovaný západkový mechanismus					Výstup	
		A	B	C	D	E	V ₁	V ₂
Převodový stupeň	1	■					■	
	2		■				■	
	3	■			■			■
	4		■		■			■
	5		■	■				■
	6				■	■		■
	7			■		■		■

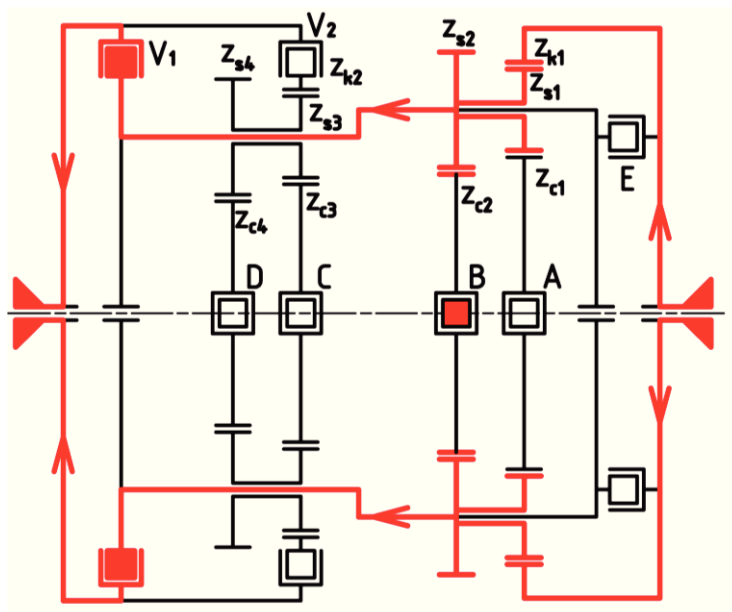
Vyhodnocení prvního převodového stupně



Obr. 2.6 – Kinematické schéma převodovky se zařazeným prvním převodovým stupněm

Převodový poměr prvního převodového stupně [6]

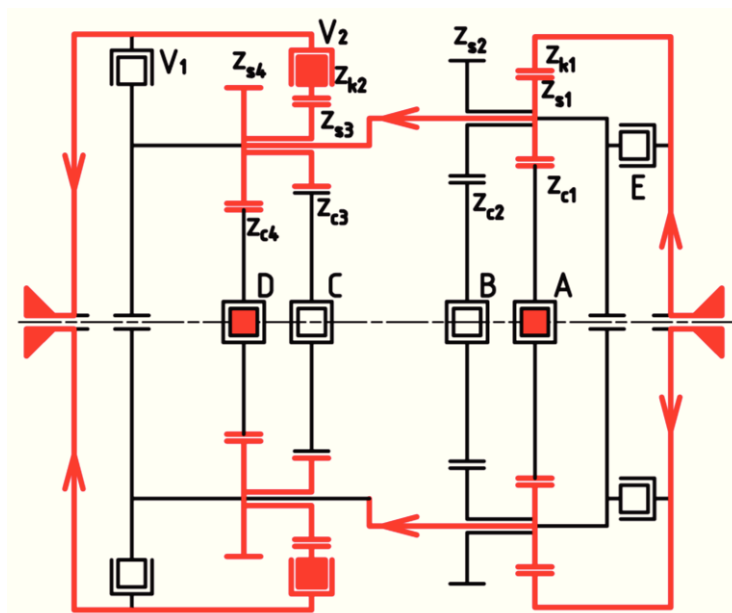
$$i_1 = 1 + \frac{z_{c1}}{z_{k1}} = 1 + \frac{42}{72} = 1,583 \quad (2.1)$$

Vyhodnocení druhého převodového stupně

Obr. 2.7 – Kinematické schéma převodovky se zařazeným druhým převodovým stupněm

Převodový poměr druhého převodového stupně [6]

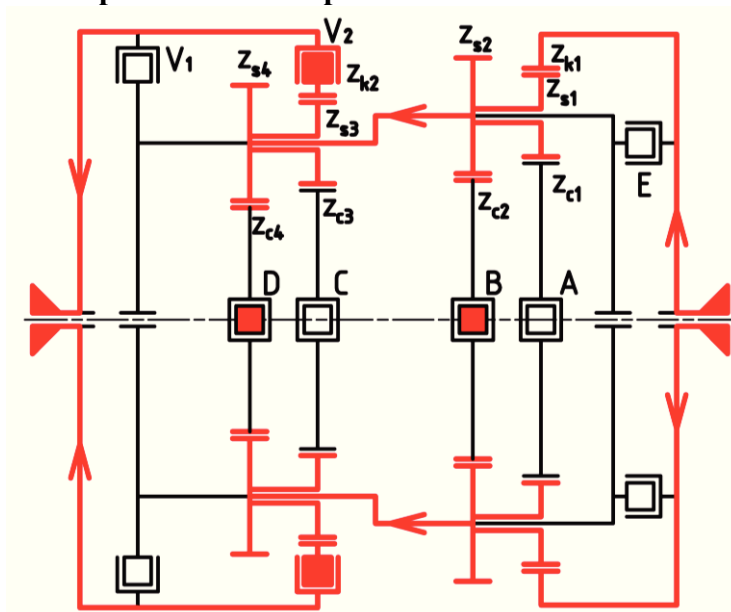
$$i_2 = 1 + \frac{Z_{s1} \cdot Z_{c2}}{Z_{s2} \cdot Z_{k1}} = 1 + \frac{14 \cdot 36}{20 \cdot 72} = 1,35 \quad (2.2)$$

Vyhodnocení třetího převodového stupně

Obr. 2.8 – Kinematické schéma převodovky se zařazeným třetím převodovým stupněm

Převodový poměr třetího převodového stupně [6]

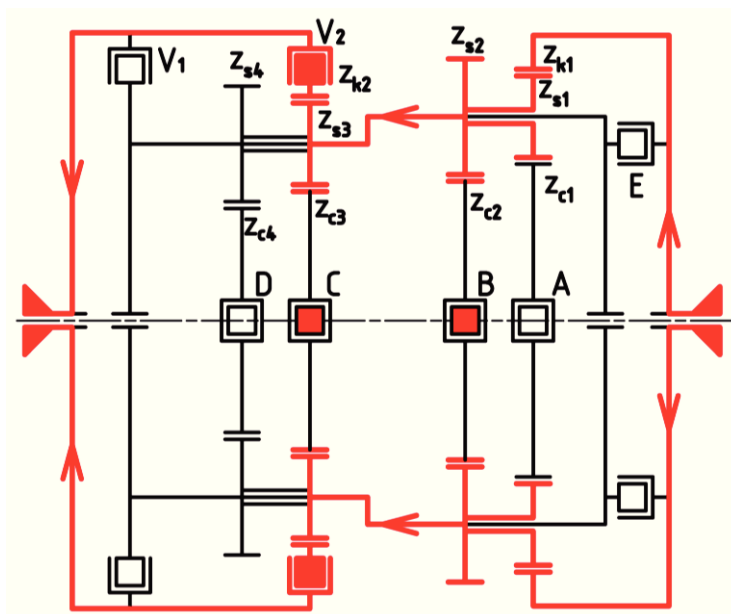
$$i_3 = i_1 \cdot \frac{1}{1 + \frac{Z_{s3} \cdot Z_{c4}}{Z_{s4} \cdot Z_{k2}}} = 1,583 \cdot \frac{1}{1 + \frac{14 \cdot 30}{19 \cdot 66}} = 1,186 \quad (2.3)$$

Vyhodnocení čtvrtého převodového stupně

Obr. 2.9 – Kinematické schéma převodovky se zařazeným čtvrtým převodovým stupněm

Převodový poměr čtvrtého převodového stupně [6]

$$i_4 = i_2 \cdot \frac{1}{1 + \frac{Z_{s3} \cdot Z_{c4}}{Z_{s4} \cdot Z_{k2}}} = 1,35 \cdot \frac{1}{1 + \frac{14 \cdot 30}{19 \cdot 66}} = 1,011 \quad (2.4)$$

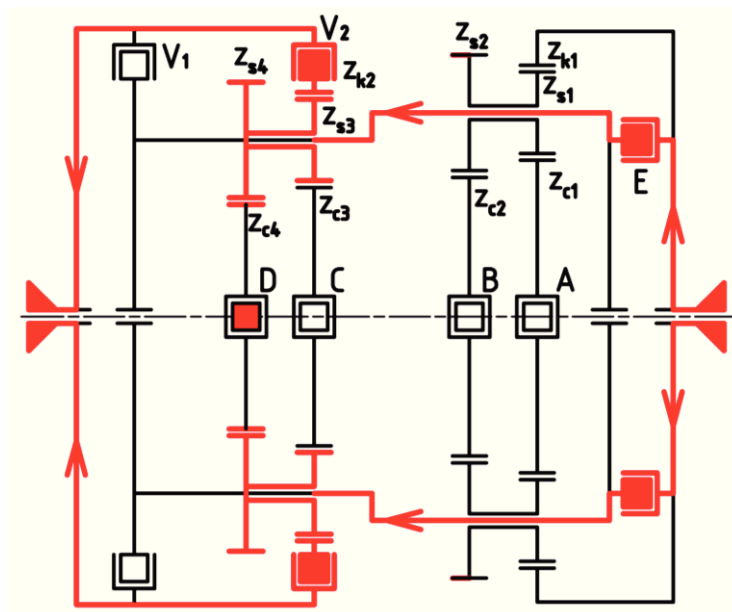
Vyhodnocení pátého převodového stupně

Obr. 2.10 – Kinematické schéma převodovky se zařazeným pátým převodovým stupněm

Převodový poměr pátého převodového stupně [6]

$$i_5 = i_2 \cdot \frac{1}{1 + \frac{Z_{c3}}{Z_{k2}}} = 1,35 \cdot \frac{1}{1 + \frac{36}{66}} = 0,874 \quad (2.5)$$

Vyhodnocení šestého převodového stupně

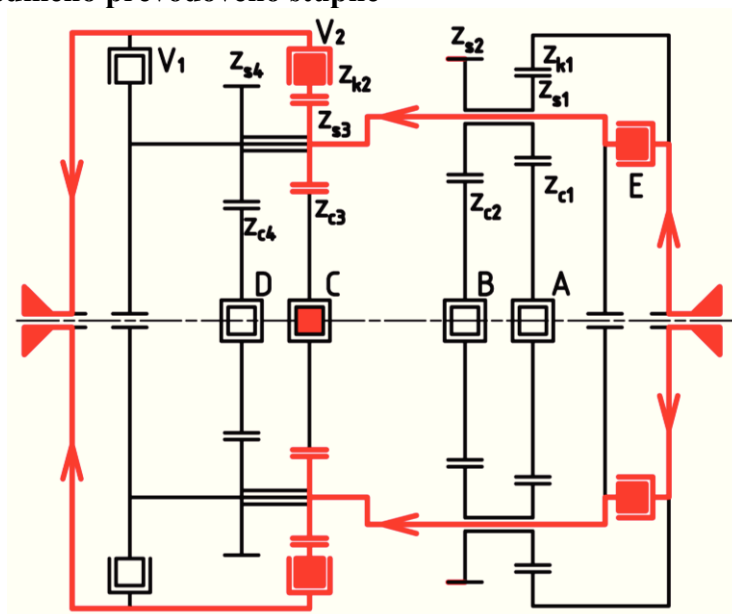


Obr. 2.11 – Kinematické schéma převodovky se zařazeným šestým převodovým stupněm

Převodový poměr šestého převodového stupně [6]

$$i_6 = \frac{1}{1 + \frac{z_{s3} \cdot z_{c4}}{z_{s4} \cdot z_{k2}}} = \frac{1}{1 + \frac{14 \cdot 30}{19 \cdot 66}} = 0,749 \quad (2.6)$$

Vyhodnocení sedmého převodového stupně



Obr. 2.12 – Kinematické schéma převodovky se zařazeným sedmým převodovým stupněm

Převodový poměr sedmého převodového stupně [6]

$$i_7 = \frac{1}{1 + \frac{z_{c3}}{z_{k2}}} = \frac{1}{1 + \frac{36}{66}} = 0,647 \quad (2.7)$$

2.3 Rychlostní analýza při řazení převodových stupňů

Tato kapitola se bude zabývat analýzou úhlových rychlostí jednotlivých členů převodovky při zařazení konkrétních převodových stupňů. Úhlové rychlosti jednotlivých členů pro konkrétní převodový stupeň a rychlost jízdy jsou vypsány v tab. 2.3. Vzorové výpočty těchto hodnot jsou uvedeny níže. Rychlosti jízdy pro každý převodový stupeň byly získány odhadem pro výkon cyklisty přibližně 225 W podle kapitoly 4.

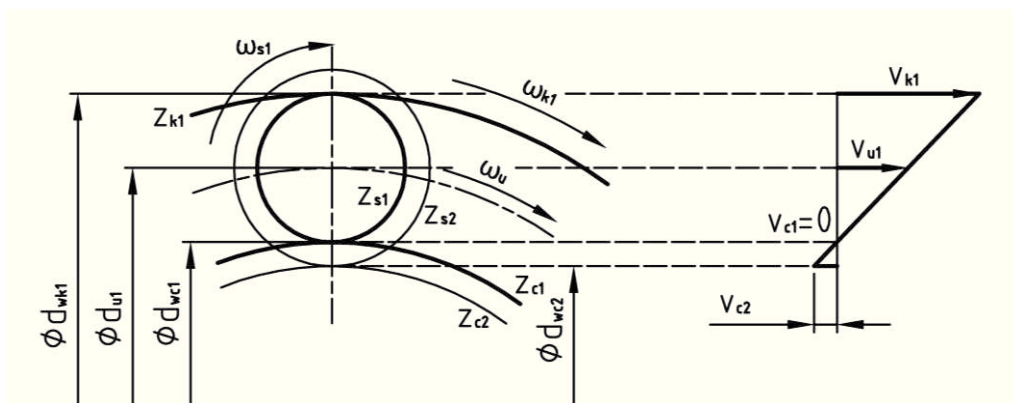
Tab. 2.3 – Rychlosti členů v převodovce

Převodový stupeň	Rychlost jízdy [km · h ⁻¹]	Úhlová rychlost [sec ⁻¹]									
		Unášec	Centrální kolo 1	Centrální kolo 2	Centrální kolo 3	Centrální kolo 4	Satelit 1	Satelit 2	Korunové kolo 1	Korunové kolo 2	Skříň
1	8	6,35	0,00	-6,33	-	-	19,03	-	10,05	-	6,35
2	10	7,94	3,17	0,00	-	-	14,28	-	10,71	-	7,94
3	12	7,14	0,00	-7,12	4,37	0,00	21,38	11,24	11,30	9,52	9,52
4	14	8,32	3,33	0,00	3,21	0,00	14,97	13,13	11,23	11,11	11,11
5	16	8,22	3,29	0,00	0,00	-5,17	14,79	21,14	11,10	12,71	12,71
6	18	10,70	10,70	10,70	4,13	0,00	0,00	16,90	10,70	14,28	14,28
7	20	10,27	10,27	10,27	0,00	-6,44	0,00	26,38	10,27	15,87	15,87

Vzorové výpočty:

Úhlová rychlost korunového kolo 1, pro první převodový stupeň a rychlost jízdy 8 km/h.

$$\omega_{1k1} = \frac{v_1 \cdot i_1}{R_k} = \frac{8 \cdot 1,583}{3,6 \cdot 0,35} = 10,05 \text{ s}^{-1} \quad (2.8)$$



Obr. 2.13 – Rychlosti prvků zabírajících se satelitem 1 při 1. a 3. převodovém stupni

Analýza úhlových rychlostí pro prvky zabírající se satelitem 1 při zařazení prvního převodového stupně obr. 2.13.

Úhlová rychlost unášече

$$\omega_{1u} = \frac{\omega_{1k1}}{i_1} = \frac{10,05}{1,583} = 6,35 \text{ s}^{-1} \quad (2.9)$$

Úhlová rychlost satelitu 1

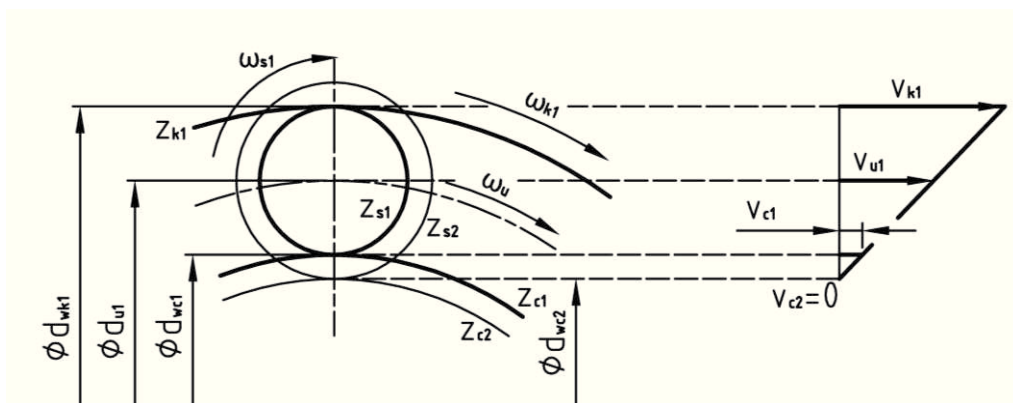
$$\omega_{1s1} = (\omega_{1k1} - \omega_{1u,3u}) \cdot \frac{Z_{k1}}{Z_{s1}} = (10,05 - 6,35) \cdot \frac{72}{14} = 19,03 \text{ s}^{-1} \quad (2.10)$$

Úhlová rychlost centrálního kola 1

$$\omega_{1c1} = \omega_{1u} - \omega_{1s1} \cdot \frac{Z_{s1}}{Z_{c1}} = 6,35 - 19,03 \cdot \frac{14}{42} = 0 \text{ s}^{-1} \quad (2.11)$$

Úhlová rychlost centrálního kola 2

$$\omega_{1c2} = \omega_{1u} - \omega_{1s1} \cdot \frac{Z_{s2}}{Z_{c2}} = 6,35 - 19,03 \cdot \frac{20}{36} = -6,33 \text{ s}^{-1} \quad (2.12)$$



Obr. 2.14 – Rychlosti prvků zabírajících se satelitem 1 při 2. , 4. a 5. převodovém stupni

Analýza úhlových rychlostí prvků zabírajících se satelitem 1 při druhém převodovém stupni obr. 2.14.

Úhlová rychlost unášeče

$$\omega_{2u} = \frac{\omega_{2k1}}{i_2} = \frac{10,71}{1,35} = 7,94 \text{ s}^{-1} \quad (2.13)$$

Úhlová rychlost satelitu 1

$$\omega_{2s1} = (\omega_{2k1} - \omega_{2u}) \cdot \frac{z_{k1}}{z_{s1}} = (10,71 - 7,94) \cdot \frac{72}{14} = 14,28 \text{ s}^{-1} \quad (2.14)$$

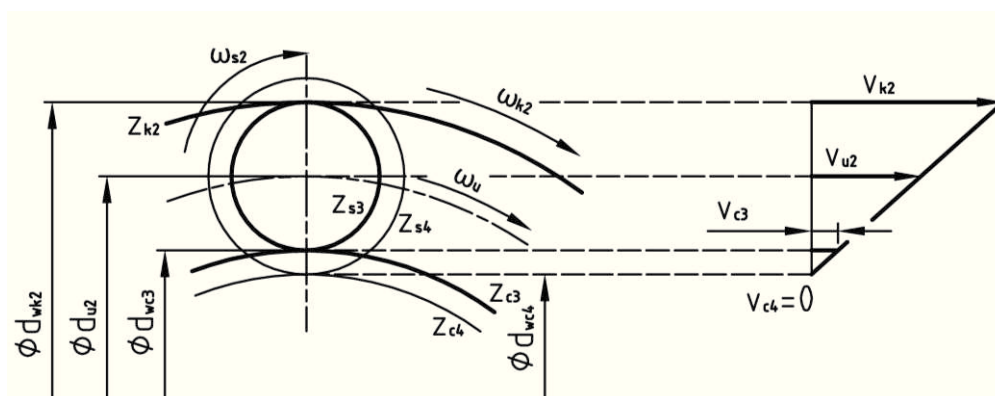
Úhlová rychlost centrálního kola 1

$$\omega_{2c1} = \omega_{2u} - \omega_{2s1} \cdot \frac{z_{s1}}{z_{c1}} = 7,94 - 14,28 \cdot \frac{14}{42} = 3,17 \text{ s}^{-1} \quad (2.15)$$

$$\omega_{2c1} = 0,296 \cdot \omega_{k1}$$

Úhlová rychlost centrálního kola 2

$$\omega_{c2} = \omega_{2u} - \omega_{2s1} \cdot \frac{z_{s2}}{z_{c2}} = 7,94 - 14,28 \cdot \frac{20}{36} = 0 \text{ s}^{-1} \quad (2.16)$$



Obr. 2.15 – Rychlosti prvků zabírajících se satelitem 2 při 3. , 4. a 6. převodovém stupni

Analýza úhlových rychlostí prvků zabírajících se satelitem 2 při třetím převodovém stupni obr. 2.15

Úhlová rychlost korunového kola 2

$$\omega_{3k2} = \omega_{3u} \cdot \left(1 + \frac{z_{c4} \cdot z_{p3}}{z_{k2} \cdot z_{p4}} \right) = 7,14 \cdot \left(1 + \frac{14 \cdot 30}{19 \cdot 66} \right) = 9,52 \text{ s}^{-1} \quad (2.17)$$

Úhlová rychlost satelitu 2

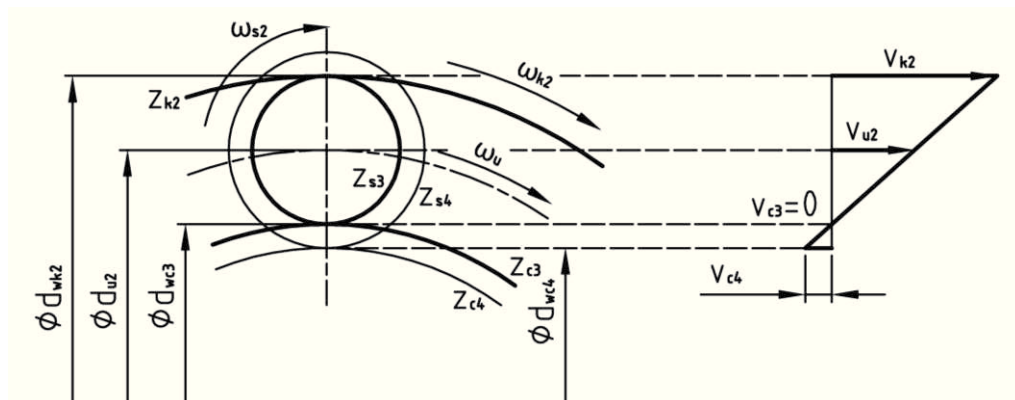
$$\omega_{3s2} = (\omega_{3k2} - \omega_{3u}) \cdot \frac{z_{k2}}{z_{s3}} = (9,52 - 7,14) \cdot \frac{66}{14} = 11,24 \text{ s}^{-1} \quad (2.18)$$

Úhlová rychlost centrálního kola 3

$$\omega_{3c3} = \omega_{3u} - \omega_{3s2} \cdot \frac{Z_{s3}}{Z_{c3}} = 7,14 - 11,24 \cdot \frac{14}{36} = 4,37 \text{ s}^{-1} \quad (2.19)$$

Úhlová rychlost centrálního kola 4

$$\omega_{3c4} = \omega_{3u} - \omega_{3s2} \cdot \frac{Z_{s4}}{Z_{c4}} = 7,14 - 11,24 \cdot \frac{19}{30} = 0 \text{ s}^{-1} \quad (2.20)$$



Obr. 2.16 – Rychlosti prvků zabírajících se satelitem 2 při 5. a 7. převodovém stupni

Analýza úhlových rychlostí prvků zabírajících se satelitem 2 při pátém převodovém stupni obr. 2.16.

Úhlová rychlost korunového kola 2

$$\omega_{5k2} = \omega_{5u} \cdot \left(1 + \frac{Z_{c3}}{Z_{k2}}\right) = 8,22 \cdot \left(1 + \frac{36}{66}\right) = 12,71 \text{ s}^{-1} \quad (2.21)$$

Úhlová rychlost satelitu 2

$$\omega_{5s2} = (\omega_{5k2} - \omega_{5u}) \cdot \frac{Z_{k2}}{Z_{s3}} = (12,71 - 8,22) \cdot \frac{66}{14} = 21,14 \text{ s}^{-1} \quad (2.22)$$

Úhlová rychlost centrálního kola 3

$$\omega_{5c3} = \omega_{5u} - \omega_{5s2} \cdot \frac{Z_{s3}}{Z_{c3}} = 8,22 - 21,14 \cdot \frac{14}{36} = 0 \text{ s}^{-1} \quad (2.31)$$

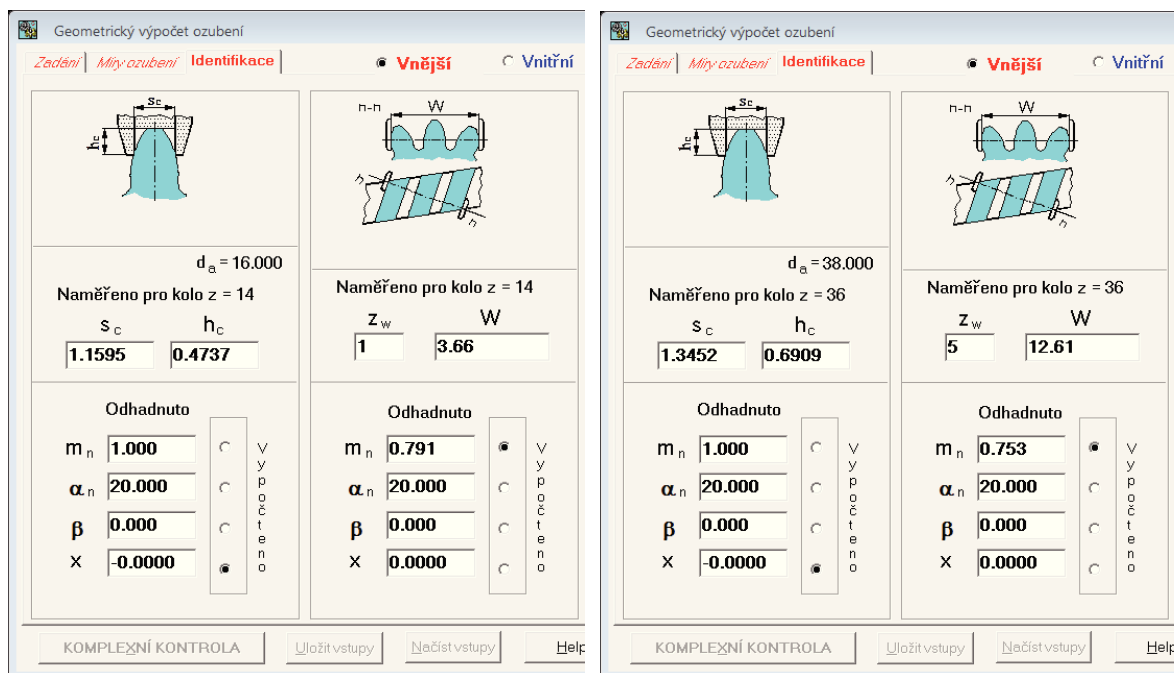
Úhlová rychlost centrálního kola 4

$$\omega_{5c4} = \omega_{5u} - \omega_{5s2} \cdot \frac{Z_{s4}}{Z_{c4}} = 8,22 - 21,14 \cdot \frac{19}{30} = -5,17 \text{ s}^{-1} \quad (2.32)$$

2.4 Zjištění geometrických parametrů ozubených soukolí

Pro zjištění modulu a korekci bylo potřeba odměřit některé rozměry z ozubených kol. Rozměry byly změřeny pomocí posuvného měřidla a jsou uvedeny v tab. 2.5.

Pomocí funkce identifikace v katedrálním programu geometrie bylo zjištěno, že se modul, pokud se berou v úvahu kola bez korekce, pohybuje v rozmezí 0,753 až 0,791 (obr. 2.17).



Obr. 2.17 – Předběžné určení modulu

Pro zvolený modul, parametry základního profilu (tab. 2.4) a naměřené osové vzdálenosti byly pomocí programu geometrie dopočítány korekce jednotlivých kol (tab. 2.5) tak, aby naměřené hodnoty rozměrů přes zuby odpovídaly vypočteným. Výpočty jsou uvedeny v příloze A.

Tab. 2.4 Modul a parametry základního profilu zubů

Modul	Parametry základního profilu
0,76	$h_a^* = 1$ $c^* = 0,2$ $\rho_f^* = 0,3$ $\alpha_n = 20^\circ$

Tab. 2.5 – Naměřené a vypočtené rozměry jednotlivých ozubených kol

	Hodnoty A					
	Naměřené	Vypočtené	Naměřené	Vypočtené	Naměřené	Vypočtené
Kolo	Centrální kolo 1		Satelit 1		Korunové kolo 1	
Počet zubů	$z_{c1} = 42$		$z_{s1} = 14$		$z_{k1} = 72$	
Šířka zubu	6 mm		5,65 mm		6,5	
Jednotková korekce	-	0,116	-	0,184	-	0,454
Hlavový průměr	33,62 mm	33,60 mm	12,42 mm	12,42 mm	52,42	52,40 mm
Patní průměr	30,41 mm	30,27 mm	9,14 mm	9,09 mm	55,71	55,77 mm
Rozměr přes zuby [mm] / počet zubů	10,61 / 5	10,60 / 5	5,86 / 3	5,85 / 3	-	-
	15,06 / 7	15,09 / 7	3,66 / 2	3,61 / 2	-	-
Souč. trvání záběru	1,49731					
			1,61781			

	Hodnoty B			
	Naměřené	Vypočtené	Naměřené	Vypočtené
Kolo	Centrální kolo 2		Satelit 2	
Počet zubů	$z_{c2} = 36$		$z_{s2} = 20$	
Šířka zubu	5 mm		3 mm	
Jednotková korekce	-	0,03	-	0,27
Hlavový průměr	28,87 mm	28,91 mm	17,09 mm	17,11 mm
Patní průměr	25,62 mm	25,58 mm	14,11 mm	13,78 mm
Rozměr přes zuby [mm] / počet zubů	10,45 / 5	10,49 / 5	5,98 / 3	5,96 / 3
	12,61 / 6	12,74 / 6	8,22 / 4	8,21 / 4
Souč. trvání záběru	1,49731			

Tab. 2.5 – Pokračování

	Hodnoty C					
	Naměřené	Vypočtené	Naměřené	Vypočtené	Naměřené	Vypočtené
Kolo	Centrální kolo 3		Satelit 2		Korunové kolo 2	
Počet zubů	$z_{c3} = 36$		$z_{s3} = 14$		$z_{k2} = 66$	
Šířka zubu	6		5,65		6,5	
Jednotková korekce	-	0,02	-	0,20	-	0,35
Hlavový průměr	28,88 mm	28,88 mm	12,42 mm	12,43 mm	48,11	48,02 mm
Patní průměr	25,64 mm	25,57 mm	9,24 mm	9,12 mm	51,26	51,40 mm
Rozměr přes zuby [mm] / počet zubů	10,46 / 5	10,49 / 5	5,87 / 3	5,86 / 3	-	-
	12,66 / 6	12,73 / 6	3,64 / 2	3,61 / 2	-	-
Souč. trvání záběru	1,31245				<div></div>	
	<div></div>		1,61233			

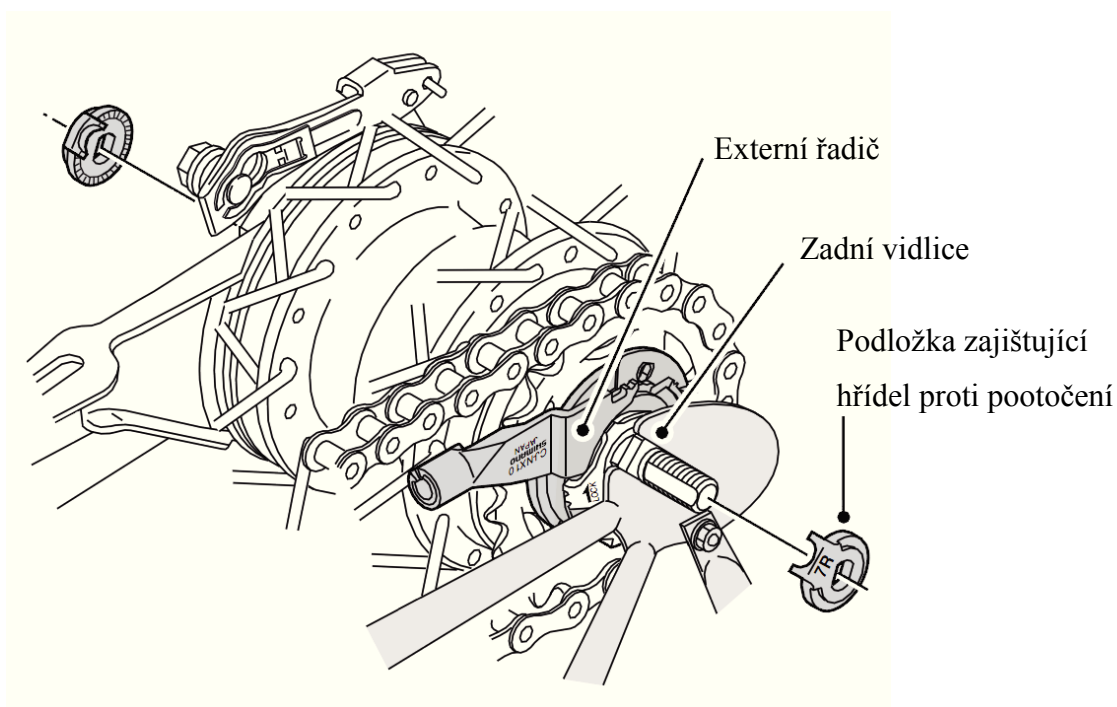
	Hodnoty D			
	Naměřené	Vypočtené	Naměřené	Vypočtené
Kolo	Centrální kolo 4		Satelit 2	
Počet zubů	$z_{c4} = 30$		$z_{s4} = 19$	
Šířka zubu	5 mm		3 mm	
Jednotková korekce	-	0,52	-	0,29
Hlavový průměr	24,94 mm	24,94 mm	16,31	16,24 mm
Patní průměr	22,01 mm	21,77 mm	13,12	13,06 mm
Rozměr přes zuby [mm] / počet zubů	8,46 / 4	8,44 / 4	6,00 / 3	5,96 / 3
	10,69 / 5	10,69 / 5	8,18 / 4	8,2 / 4
Souč. trvání záběru	1,20327			

3 POPIS A VYHODNOCENÍ FUNKCÍ

Tato kapitola se zabývá rozбором a vyhodnocením funkcí jednotlivých dílů převodovky. Převodovka se skládá z dílů, které můžeme rozdělit do čtyř hlavních skupin (obr. 3.2 na str. 32):

- Pevný hřídel
- Převodový mechanismu
- Skříň
- Ostatní

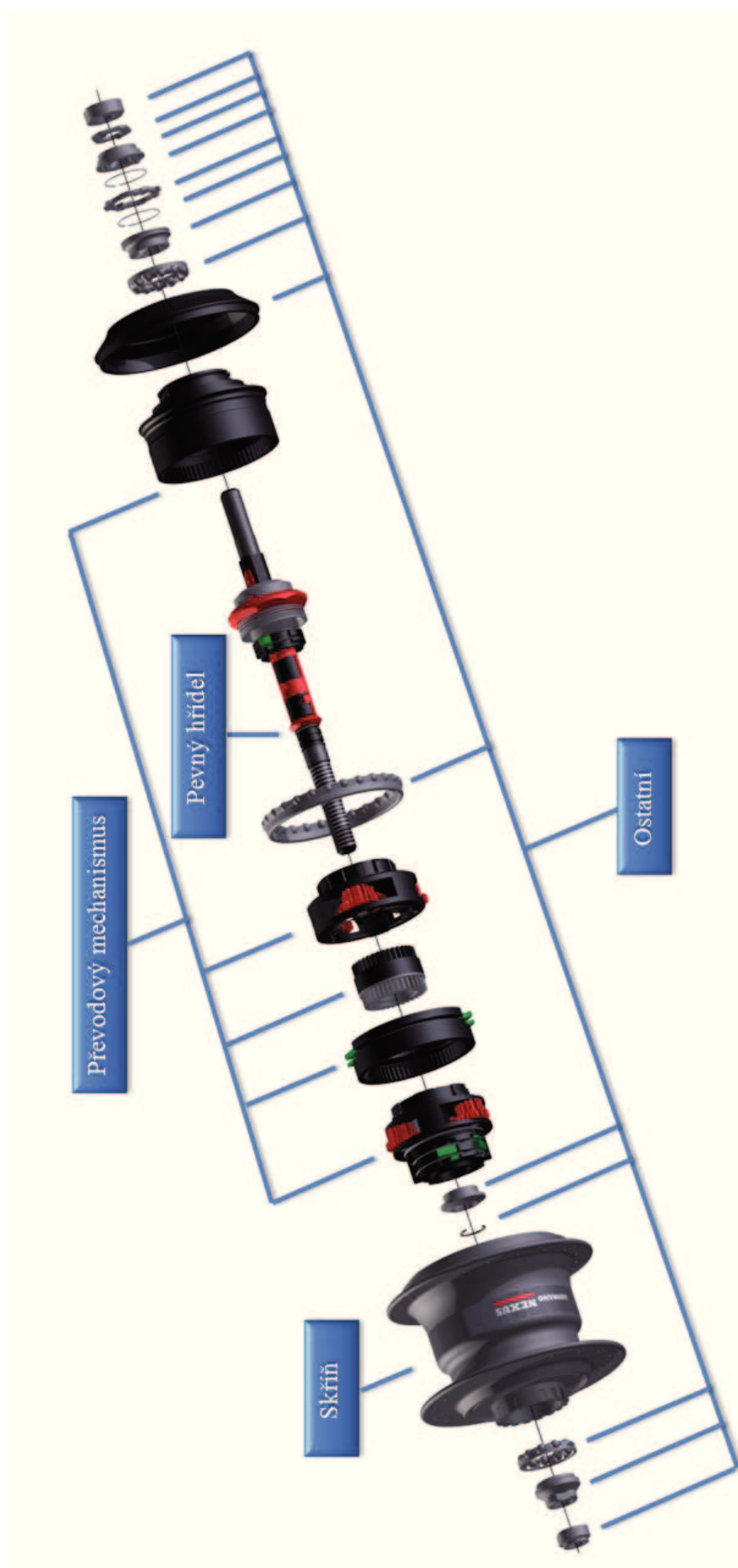
Převodovka Shimano Nexus 7 SG-7R46 je uchycena v zadních vidlicích podle obr. 3.1, kde jsou šedě vyznačeny i další.



Obr. 3.1 – Uchycení převodovky v zadní vidlici kola [15]

3.1 Pevný hřídel

Na pevném hřídeli je umístěn řadicí mechanismus, který ovládá západkové mechanismy B, C, D a E (obr. 2.4). Tento mechanismus blokuje otáčení jednotlivých centrálních kol, nebo spojuje korunové kolo 1 s unášečem převodového mechanismu, a tím zařazuje jeden ze sedmi převodových stupňů.

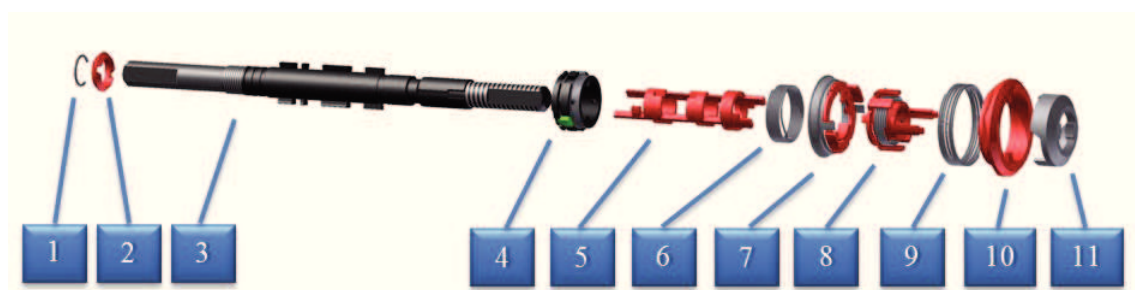


Obr. 3.2 – Rozdělení převodovky



Obr. 3.3 – Pevný hřídel

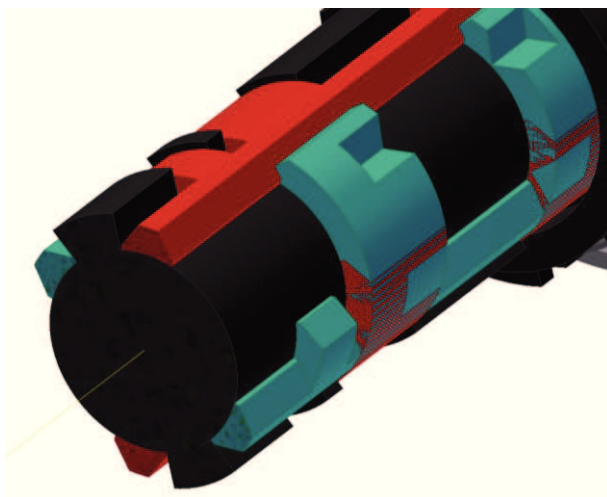
Pevný hřídel se skládá z jedenácti částí vyobrazených na obr. 3.4.



- | | |
|-----------------------------|-------------------------------------|
| 1 - Pojistný kroužek | 7 - Mezičlen |
| 2 - Kroužek | 8 - Spojovací člen |
| 3 - Hřídel | 9 - Vratná pružina řadicího kroužku |
| 4 - Západkový mechanismus A | 10 - Řadicí kroužek |
| 5 - Řadič | 11 - Vodicí kroužek |
| 6 - Vratná pružina | |

Obr. 3.4 – Přehled dílů pevného hřídele

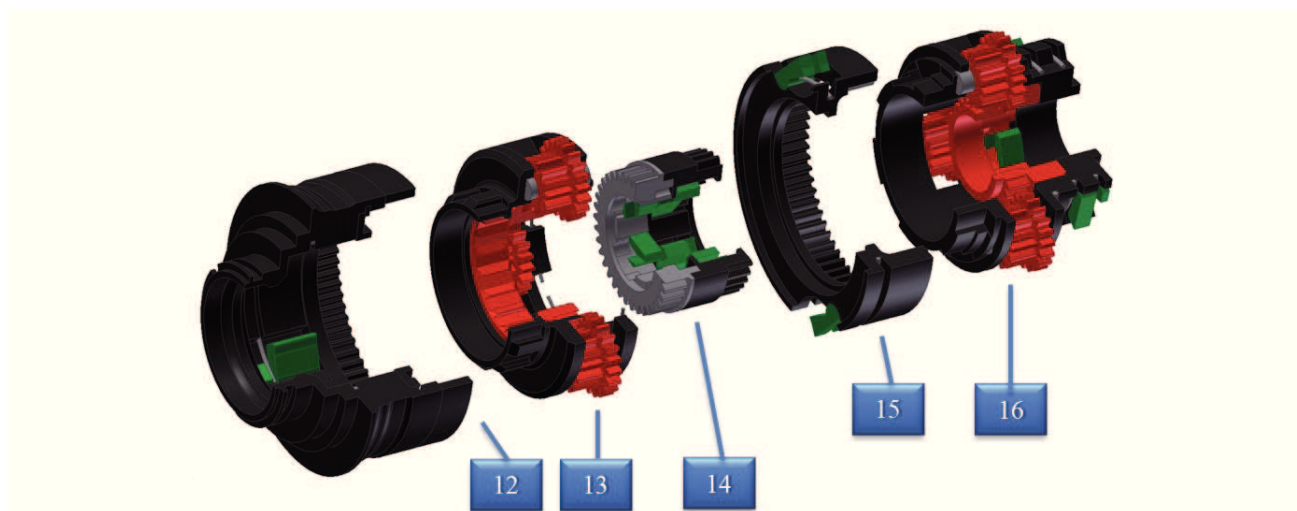
Pojistný kroužek (1) zajišťuje axiální posunutí kroužku (2). To je člen spojující konce řadiče (5), aby se vlivem zatížení nezkroutily a tím neovlivnily řazení. Západkový mechanismus A (4) zajišťuje korunové kolo 1 proti pootočení v jednom směru. Jedná se o neovládaný mechanismus, pevně uchycený na hřídeli (3). Vratná pružina (6) je uchycena v západkovém mechanismu A (4) a mezičlenu (7). Jejím účelem je společně s pružinou ve spojovacím členu (8) vracet celý řadicí mechanismus do výchozí polohy. Vratná pružina řadicího kroužku (9) tlačí na řadicí kroužek (10), aby při otáčení kopíroval tvar vodicího kroužku (11), pevně uchyceného na hřídeli. Řadicí kroužek (10) je spojen se spojovacím členem a díky tomu se otáčí stejně jako řadič. Řadicí kroužek (10) ovládá západkový mechanismus E. Rozsah pohybu řadiče (5) je vyobrazen na obr. 3.5.



Obr. 3.5 – Krajní polohy řadiče na pevném hřídeli

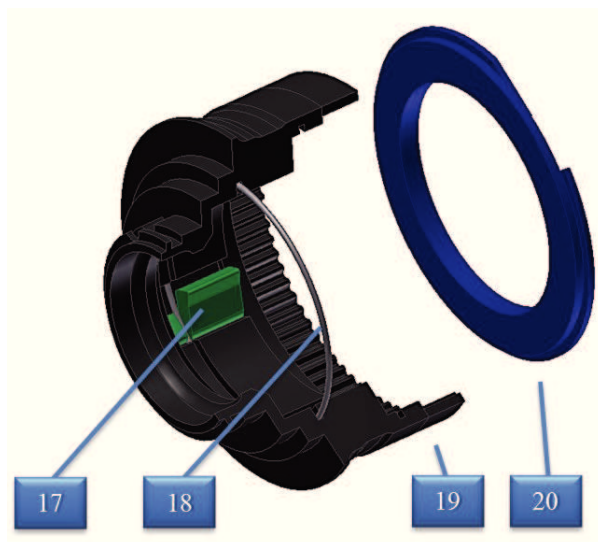
3.2 Převodový mechanismus

Převodový mechanismus se skládá z pěti do sebe zapadajících částí (obr 3.6), každá z nich obsahuje několik prvků, které plní specifické funkce. Složení jednotlivých částí bude popsáno dále.



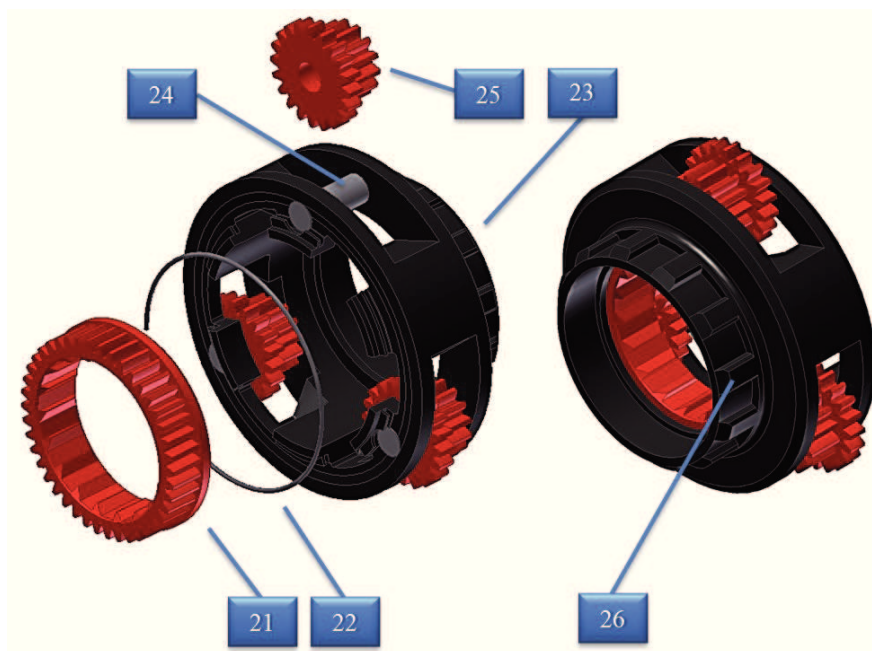
Obr. 3.6 – Členy převodového mechanismu

- 12 - Korunové kolo 1
- 13 - Unášec satelitů 1
- 14 - Centrální kola 2 a 3
- 15 - Korunové kolo 2
- 16 - Unášec satelitů 2



Obr. 3.7 – Korunové kolo 1

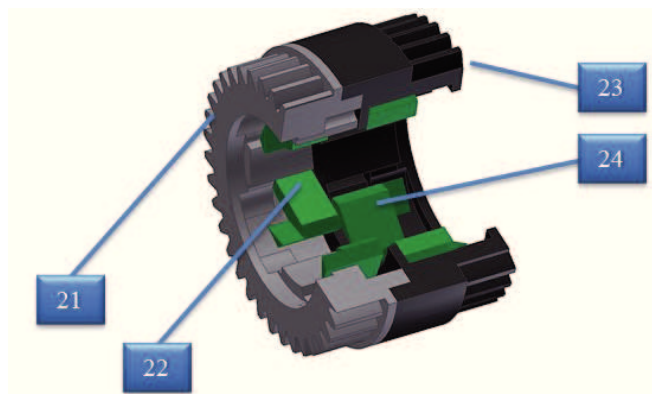
Korunové kolo 1 (obr 3.7) se skládá ze čtyř prvků. Ze samotného kola (19), které je hnací. Nasazuje se na něj hnací řetězové kolečko. Dále jsou v této části uchyceny západky západkového mechanismu E (17), které do zapadlé pozice tlačí pružný kroužek (18) a proti vysunutí zajišťuje podložka s pojistným kroužkem (20). Tyto západky jsou ovládané řadicím kroužkem (10) obr. 3.4.



Obr. 3.8 Unášeč satelitů 1

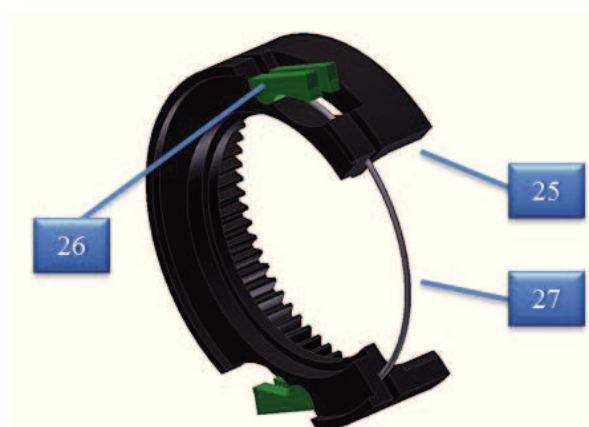
Unášeč satelitů 1 (obr 3.8) se skládá z 5 částí: centrálního kola 1 (21), které má v náboji rohatku západkového mechanismu A, třech dvojitych satelitů 1 (25), (satelit $z_{s1} = 14$ zubů zabírá s korunovým kolem 1), a čepů (24). Satelity jsou nasazeny na čepích a ty jsou proti

vysunutí zajištěny kroužkem (22). Na unášeci je rohatka západkového mechanismu E (26), o kterou se v případě zajištění opřou západky (17) obr. 3.7.



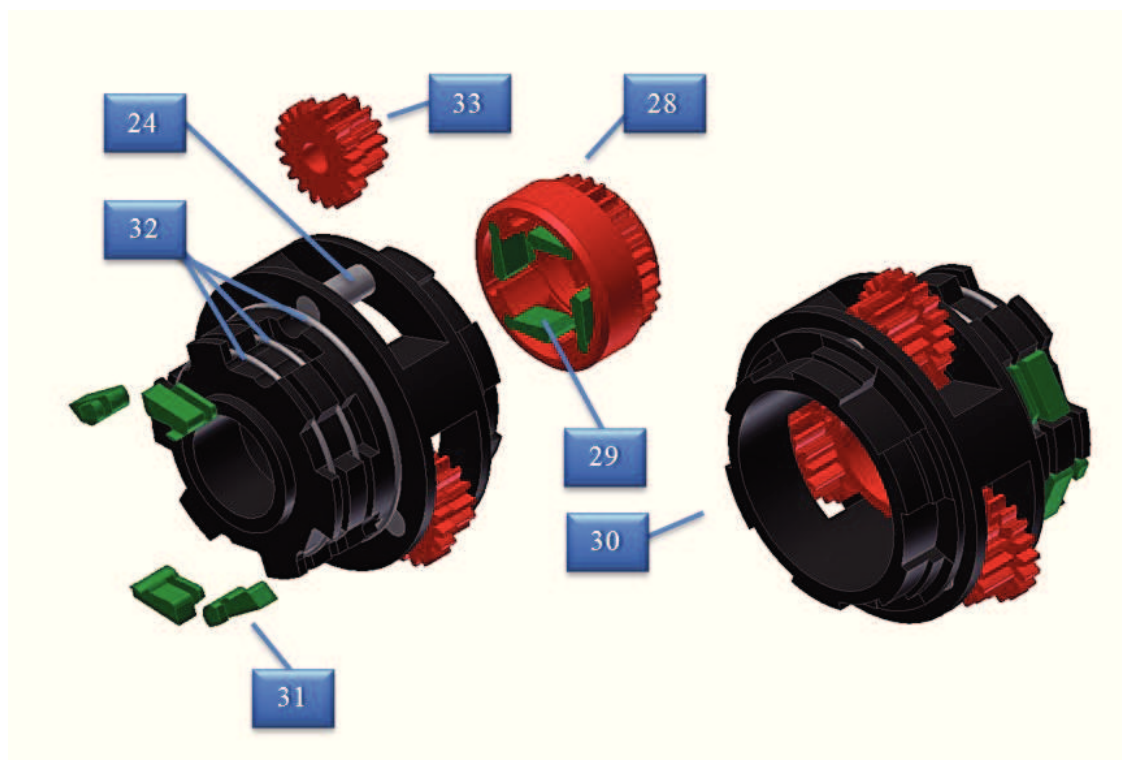
Obr. 3.9 – Centrální kola 2 a 3

Centrální kolo 2 a 3 (obr. 3.9) se skládá ze čtyř částí centrálního kola 2 (21), centrálního kola 3 (23), západek mechanismu B (22) a C (24). Západky jsou tlačeny do zapadlé polohy pomocí pružin, které jsou umístěny pod nimi.



Obr. 3.10 – Korunové kolo 2

Korunové kolo 2 se skládá ze tří částí (obr 3.10), a to z kola samotného (25), západek mechanismu V2 (26) a pružného kroužku (27), který udržuje mechanismus v pozici.

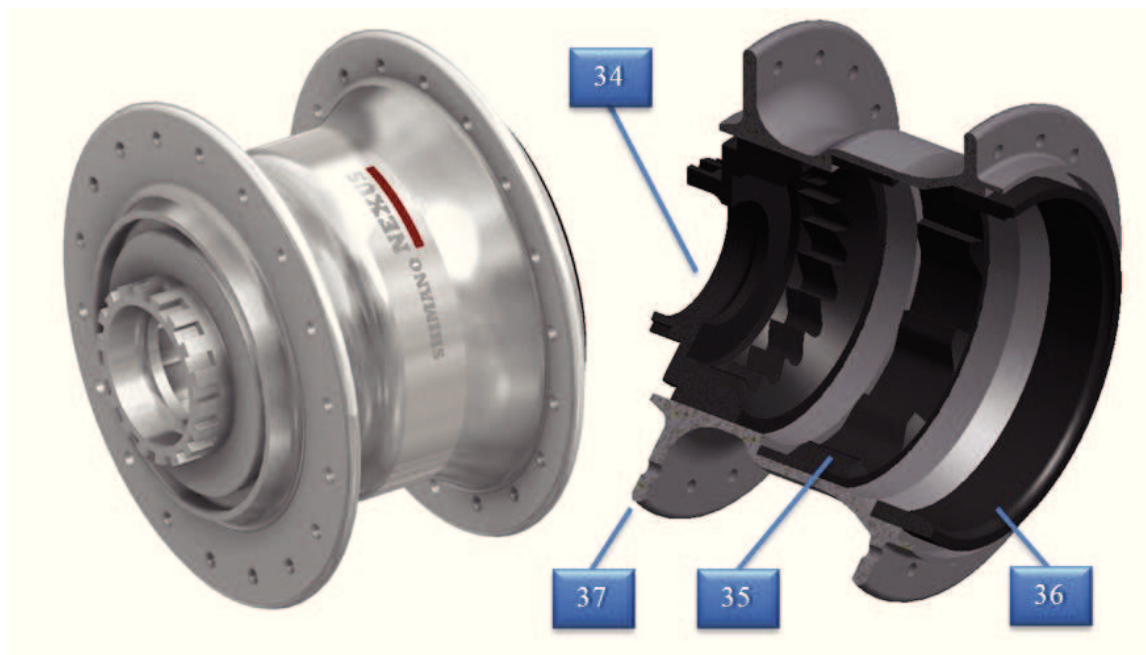


Obr. 3.11 – Unášeč satelitů 2

Poslední člen převodového mechanismu je unášeč satelitů 2 (obr. 3.11), který se skládá z unášeče (30), centrálního kola 4 (28) a západek mechanismu D (29). Ty jsou tlačeny do zajištěné polohy pomocí pružin pod nimi. Dále obsahuje tři satelitní kola 2 (33), která jsou nasazena na čepech (24). Přímo na unášeči je ještě umístěn západkový mechanismus V1 (31). Člen 32 obsahuje dva pružné kroužky, které tlačí západkový mechanismus do základní polohy, a pojistný kroužek, který zajišťuje čepe (24) proti vysunutí.

3.3 Skříň

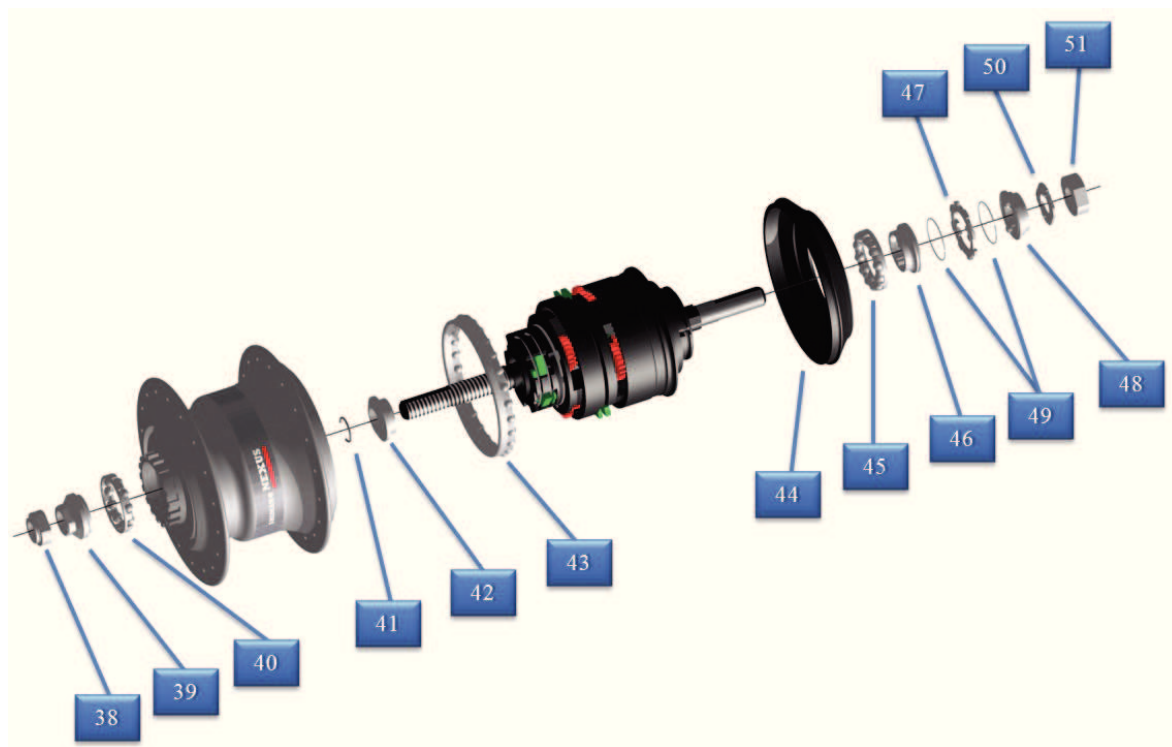
Hlavní funkcí skříně je přenos výkonu z převodového mechanismu do jehlic, na ráfky a plášť kola. Další důležitou funkcí skříně je, že kryje všechny vnitřní prvky před nepříznivým vlivem okolí. Skládá se ze čtyř částí spojených nalisováním (obr. 3.12), kroužku ložiska (36), rohatky západkového mechanismu V2 (35), rohatky mechanismu V1 (34) s ložiskovým kroužkem a přípojnou částí pro brzdu. Poslední částí je skříň (37), která tvoří plášť s otvory pro jehlice.



Obr. 3.12 – Skříň

3.4 Ostatní prvky

Ostatní prvky nemají přímý vliv na funkci převodovky. Patří mezi ně ložiska, různé kroužky a matice podle obr. 3.13.



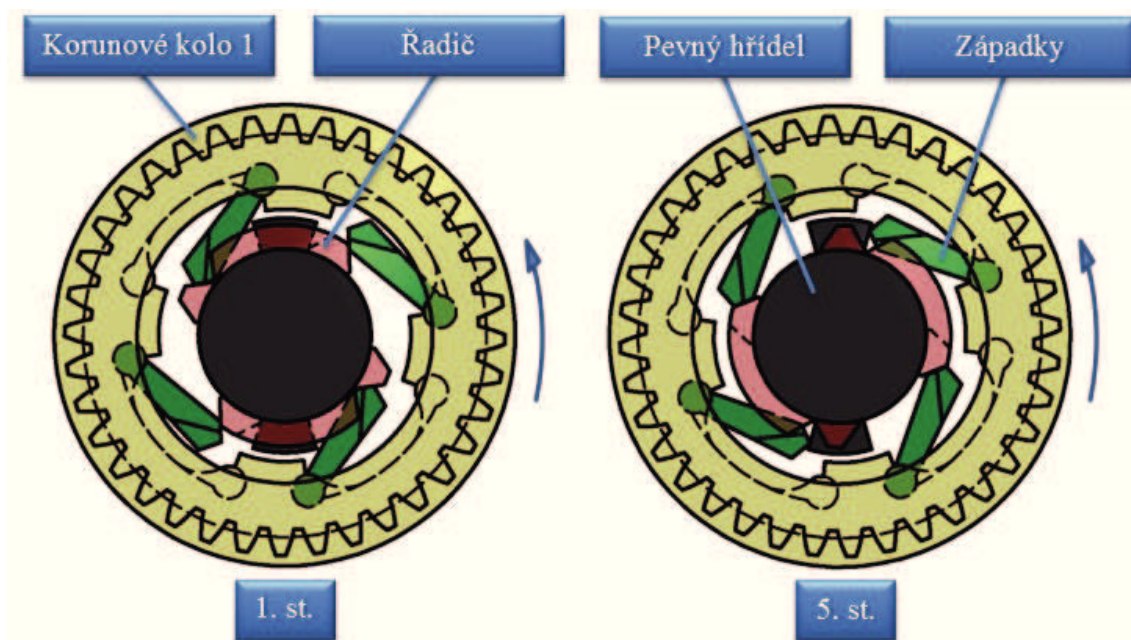
Obr. 3.13 – Ostatní prvky

Člen (42) vystředuje převodový mechanismus, tvoří kluzné ložisko, zajištěné pojistným kroužkem (41). Na ložisku (40) je uložen náboj na pevný hřídel. Pomocí matice (39), se

vymezují vůle v uložení všech ložisek převodovky. Pojistná matice (38) zajišťuje matici (39) proti uvolnění. Ložisko (43) tvoří druhou podporu náboje, zatímco ložisko (45) tvoří podporu převodového mechanismu. Vnitřní část tohoto ložiska tvoří kroužek (46). Na něj navazuje řadicí kroužek (47), za který zabírá externí řadič (obr.3.1) a přes mezičleny (7,8) otáčí řadičem (5) (obr 3.4). Kroužek (48) slouží k vymezení pohybu řadicího kroužku a má na sobě dvě žluté značky, s jejichž pomocí se nastavuje externí řadič. Řadicí kroužek (47) a pevné členy (46, 48) oddělují ložiskové kroužky (49). Prvky (45 až 49) zajišťuje podložka (50) a matice (51). Prachový kryt (44) zabraňuje nečistotám ve vstupu do převodovky

3.5 Princip řazení převodových stupňů

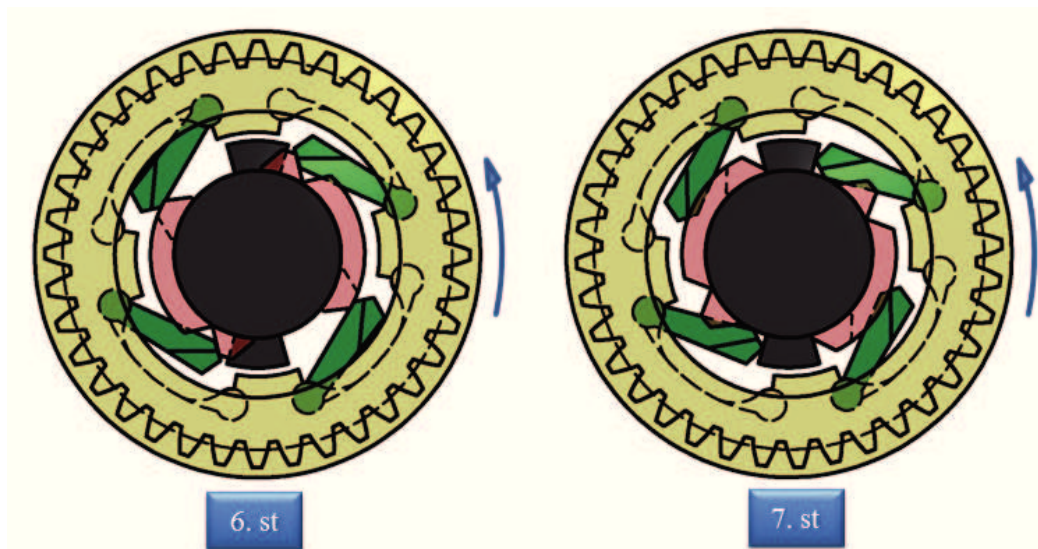
Princip blokování jednotlivých centrálních kol je jednoduchý a celý závisí na otáčení řadiče (5). V závislosti na úhlu natočení řadiče je zařazen jeden ze sedmi převodových stupňů. Tvarování řadiče a západek západkového mechanismu je navrženo tak, aby při natočení řadiče o určitý úhel se jisté západky zajistily o pevný hřídel a ostatní byly vyřazeny z funkce.



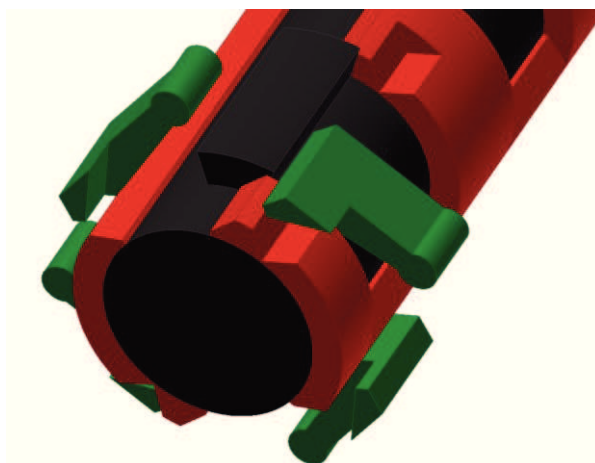
Obr. 3.14 – Schéma západkového mechanismus C

Na obr. 3.14, 3.15 a 3.16 je zobrazen ovládaný západkový mechanismus C, který při zařazeném převodovém stupni 1, 2, 3, 4, 6 je volný, při pátém a sedmém stupni se zablokuje. Na obrázcích lze vidět zeleně západky, černě pevný hřídel, červeně řadič a žlutě

centrální kolo 3. Tvar řadiče a západek je vyobrazen na obr. 3.16. Pokud není centrální kolo zablokováno, západky přeskakují zarážky na pevném hřídeli. K přeskakování dochází najížděním západek na řadič, podle úhlu natočení řadiče západky přeskočí nebo se zablokuje.

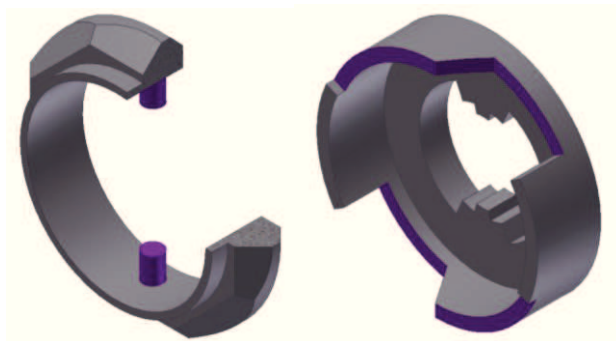


Obr. 3.15 – Schéma západkového mechanismus C

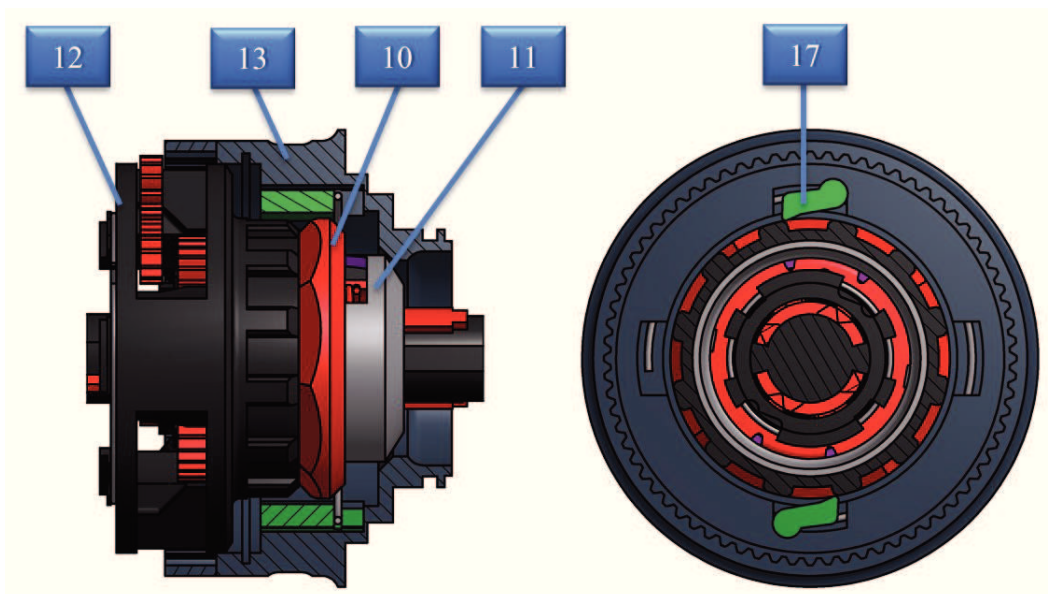


Obr. 3.16 – Západky s řadičem

Dalším ovládaným mechanismem je západkový mechanismus E. Ten se ovládá řadicím kroužkem (10), který se otáčí stejně jako řadič (5) a je veden vodicím kroužkem (11). Plochy, po kterých se kroužky pohybují, jsou na obr. 3.17 vybarveny fialovou barvou.

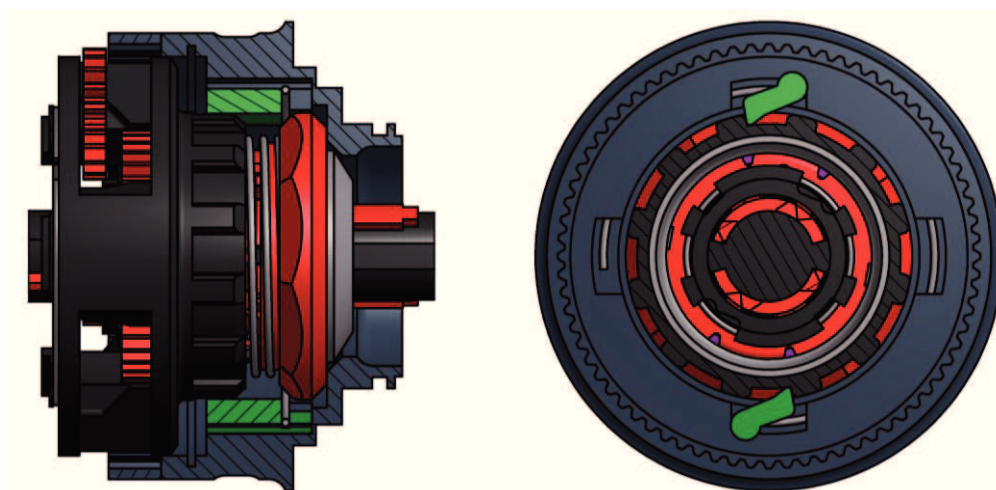


Obr. 3.17 – Řadicí a vodící kroužek



Obr. 3.18 – Odblokovaný západkový mechanismus E

Mechanismus E má dvě polohy: odblokovanou (obr. 3.18), kdy západky (17) se volně pohybují po řadicím kroužku (10), a zablokovanou, kdy západky zapadnou do unášeče 1 (12) (obr 3.19) a spojí ho tak s korunovým kolem 1 (13).



Obr. 3.19 – Zablokovaný západkový mechanismus E

4 ODHAD ZATÍŽENÍ A PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

Tato kapitola se zabývá odhadem zatížení převodovky a kontrolním pevnostním výpočtem některých částí, konkrétně statickou kontrolou pevného hřídele a zjednodušeným pevnostním výpočtem ozubení prvního převodového stupně podle normy DIN 3990 metody C.

4.1 Analýza zatížení převodového ústrojí

Pro kontrolní výpočet ozubení je potřeba nejprve zjistit zatížení jednotlivých ozubených kol v převodovce. Převodovka přenáší výkon od cyklisty na kolo.

Průměrný výkon cyklisty

$$P_{\bar{c}} = P_{ck} \cdot m_{\bar{c}} = 2,81 \cdot 80 \cong 225 \text{ W} \quad (4.1)$$

P_{ck} – průměrný výkon netrénovaného cyklisty na kilogram jeho hmotnosti [16]

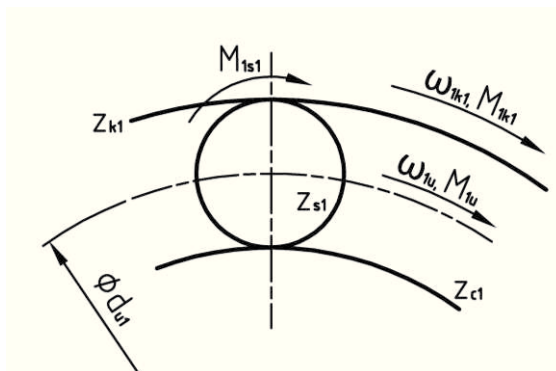
V tabulce 4.1 jsou uvedeny točivé momenty působící na jednotlivé členy převodovky kromě centrálních kol, které se odvíjí od momentu na satelitech.

Tab. 4.1 – Točivé momenty v převodovce

Převodový stupeň	Rychlost jízdy [km/h]	Moment [$N \cdot m$]									
		Unášec	Centrální kolo 1	Centrální kolo 2	Centrální kolo 3	Centrální kolo 4	Satelit 1	Satelit 2	Korunové kolo 1	Korunové kolo 2	Náboj
1	8	35,42	0	-	0	0	1,60	0	22,39	0	35,42
2	10	28,34	-	0	0	0	1,50	0	21,00	0	28,34
3	12	31,52	0	-	-	0	1,42	1,84	19,92	23,63	23,63
4	14	27,03	-	0	-	0	1,43	1,58	20,03	20,25	20,25
5	16	27,36	-	0	0	-	1,45	1,38	20,27	17,71	17,71
6	18	21,03	0	0	-	0	0	1,23	21,03	15,75	15,75
7	20	21,91	0	0	0	-	0	1,10	21,91	14,18	14,18

Příklad výpočtu některých točivých momentů uvedených v tabulce 4.1 je uveden níže. Při výpočtu nebyla uvažována účinnost.

Příklad výpočtu momentů pro první převodový stupeň:



Obr. 4.1 – Momenty na planetovém soukolí

Moment na vstupu do převodovky

$$M_{1k1} = \frac{P_{\dot{\epsilon}}}{\omega_{1k1}} = \frac{225}{10,05} = 22,39 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4.2)$$

Moment na satelitu 1 [3]

$$M_{1s1} = \frac{M_{1k1}}{s} \cdot K \cdot \frac{z_{p1}}{z_{k1}} = \frac{22,39}{3} \cdot 1,1 \cdot \frac{14}{72} = 1,6 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4.3)$$

s – množství satelitů

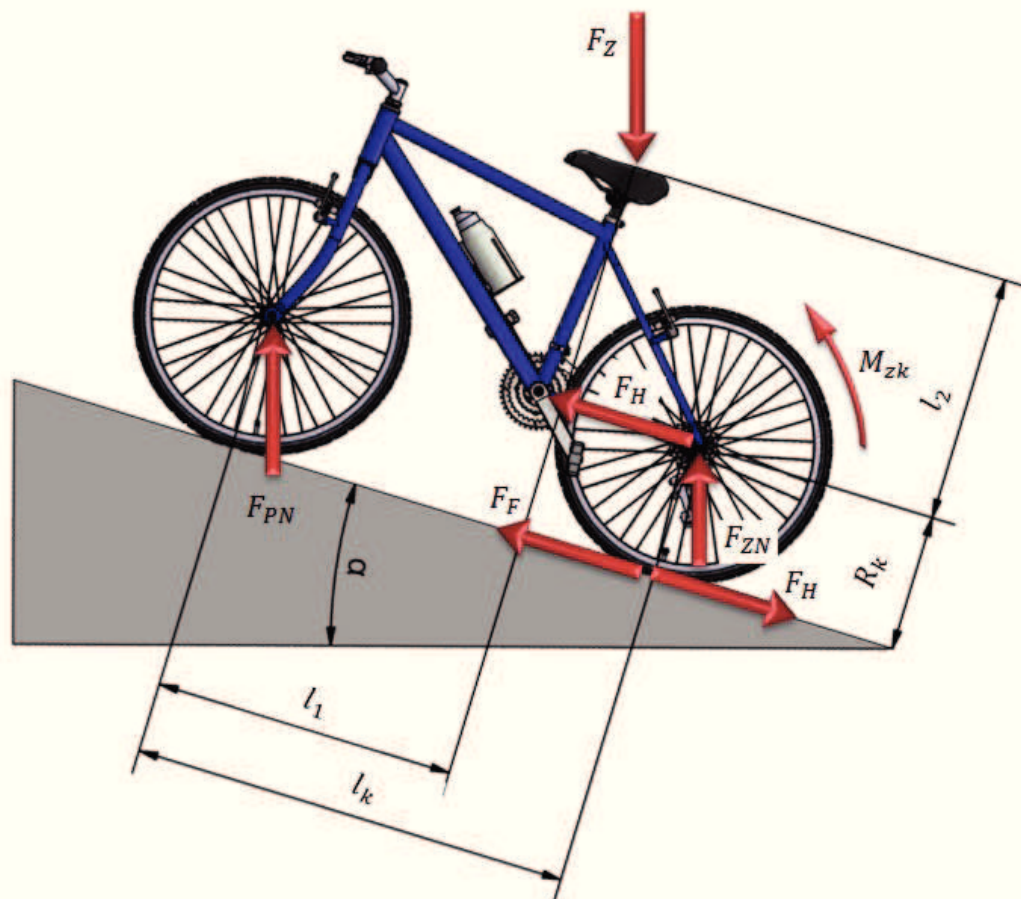
K – součinitel nerovnoměrnosti zatížení na jednotlivé satelity [3]

Moment na skříni (výstupu z převodovky)

$$M_{1n} = M_{1k1} \cdot i_1 = 22,39 \cdot 1,583 = 35,42 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4.4)$$

4.2 Odhad zatížení pevného hřídele

Kontrola hřídele bude prováděna na ohyb, takže je potřeba zjistit zatížení, které přenáší zadní náboj při jízdě cyklisty (obr. 4.2).



Obr. 4.2 Výpočet zatížení zadního náboje

Zatěžující síla za předpokladu, že polohy těžiště jezdce a bicyklu jsou shodné

$$F_Z = (m_{\xi} + m_k) \cdot g = (80 + 20) \cdot 9,81 = 981 \text{ N} \quad (4.5)$$

m_{ξ} – hmotnost jezdce

m_k – hmotnost bicyklu

Úhel stoupání vozovky α

Pro stoupání vozovky 10 m na 100 m (10%).

$$\begin{aligned} \operatorname{tg}(\alpha) &= \frac{10}{100} \\ \alpha &= 5,7^\circ \end{aligned} \quad (4.6)$$

Svislá síla působící v zadním náboji

$$\begin{aligned}
 F_{PN} \cdot 0 + F_{ZN} \cdot l_k \cdot \cos(\alpha) - F_Z \cdot l_1 \cdot \cos(\alpha) - F_Z \cdot l_2 \cdot \sin(\alpha) &= 0 \\
 F_{ZN} &= \frac{F_Z \cdot [l_1 \cdot \cos(\alpha) - l_2 \cdot \sin(\alpha)]}{l_1 \cdot \cos(\alpha)} \\
 F_{ZN} &= \frac{981 \cdot [809 \cdot \cos(5,7) - 590 \cdot \sin(5,7)]}{1082 \cdot \cos(5,7)} = 680 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{4.7}$$

Od točivého momentu M_{zk} , působí na náboj ve směru jízdy hnací síla [4]:

$$F_H = \frac{M_{1n}}{R_k} = \frac{35,42}{0,35} = 101,2 \text{ N} \tag{4.8}$$

Hnací síla musí být větší než síla odporů proti jízdě, složená ze síly odporu valení a stoupání při zanedbání odporu vzduchu, setrvačné síly a odporů ložisek.

Síla odporů proti jízdě [4]

$$F_F = F_f + F_S = 92,3 + 4,9 = 97,2 \text{ N} \leq F_H \Rightarrow \text{vyhovuje} \tag{4.9}$$

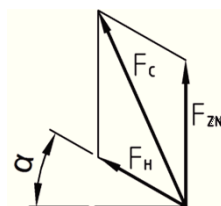
Síla odporu valení [4]

$$\begin{aligned}
 F_f &= (m_{\check{c}} + m_k) \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f = (80 + 20) \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot \cos(5,7) \\
 F_f &= 4,9 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{4.10}$$

f – součinitel odporu valení = 0,005 – 0,015 pro suchý asfalt [4]

Síla odporu stoupání [4]

$$F_S = (m_{\check{c}} + m_k) \cdot g \cdot \sin \alpha = (80 + 20) \cdot 9,81 \cdot \sin(5,7) = 92,3 \text{ N} \tag{4.11}$$



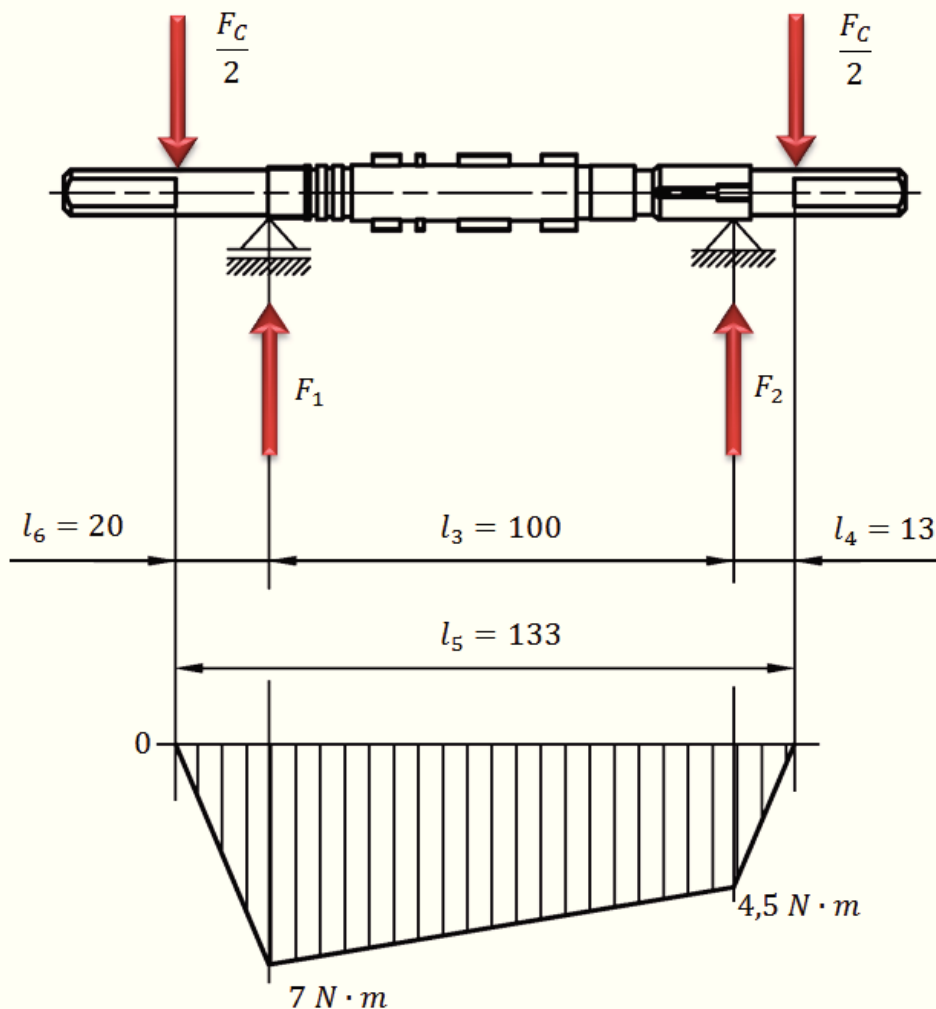
Obr. 4.3 – Složení sil

Celková zátěžná síla

$$\begin{aligned}
 F_C &= \sqrt{(F_{ZN} + F_H \cdot \sin(\alpha))^2 + (F_H \cdot \cos(\alpha))^2} = \\
 F_C &= \sqrt{(680 + 101,2 \cdot \sin(5,7))^2 + (101,2 \cdot \cos(5,7))^2} = 697 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{4.12}$$

4.3 Kontrolní výpočet pevného hřídele

Kontrolní výpočet bude proveden pouze zjednodušeně bez uvažování vrubů či cyklického namáhání. Hřídel je zatížen celkovou silou vypočtenou v kapitole 4.1.



Obr. 4.4 Zatížení pevného hřídele

Momentová podmínka k podpoře F_1

$$\begin{aligned} \frac{F_Z}{2} \cdot l_6 + F_2 \cdot l_3 - \frac{F_Z}{2} \cdot (l_3 + l_4) &= 0 \\ F_2 &= \frac{F_Z \cdot (l_3 + l_4 - l_6)}{2 \cdot l_3} = \frac{697 \cdot (100 + 13 - 20)}{2 \cdot 100} = 324 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.13)$$

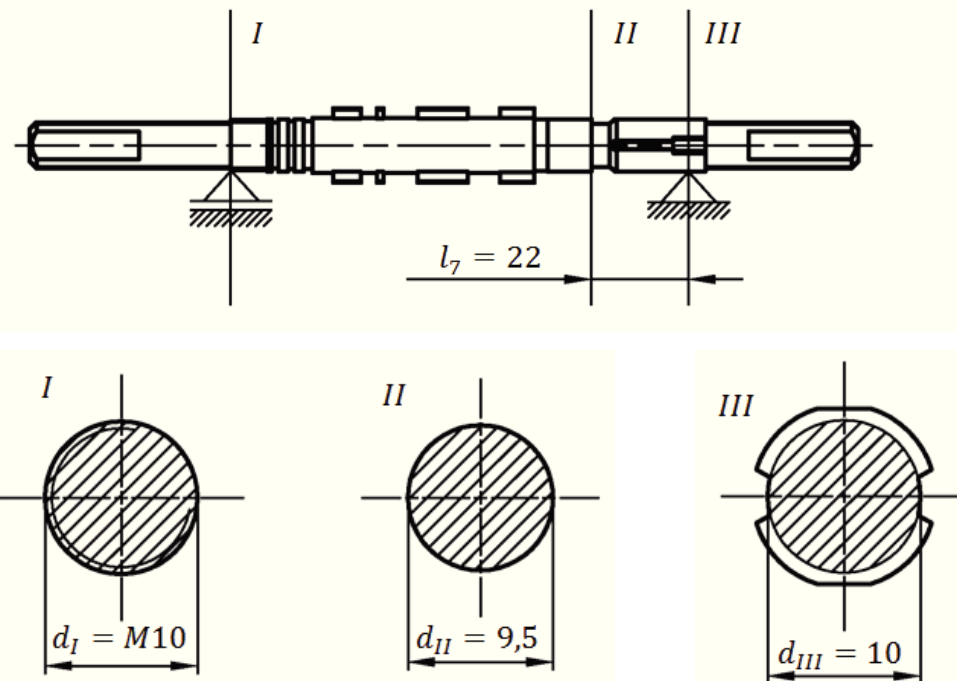
Rovnováha sil na hřídeli

$$\begin{aligned} \frac{F_Z}{2} - F_1 - F_2 + \frac{F_Z}{2} &= 0 \\ F_1 &= F_Z - F_2 = 697 - 324 = 373 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.14)$$

Průběh ohybového momentu

$$\begin{aligned}\frac{F_Z}{2} \cdot l_2 &= \frac{697}{2} \cdot 20 = 6970 \text{ N} \cdot \text{mm} = 7 \text{ N} \cdot \text{m} \\ \frac{F_Z}{2} \cdot l_4 &= \frac{697}{2} \cdot 13 = 4530 \text{ N} \cdot \text{mm} = 4,5 \text{ N} \cdot \text{m}\end{aligned}\quad (4.15)$$

Tři kritická místa na pevném hřídeli jsou vyobrazena na obr. 4.5



Obr. 4.5 – Kritická místa na hřídeli

Napětí v řezu I

$$\sigma_{oI} = \frac{M_{oI}}{W_{oI}} = \frac{\frac{F_{ZN}}{2} \cdot l_6}{\frac{\pi \cdot d_{3I}^3}{32}} = \frac{\frac{697}{2} \cdot 20}{\frac{\pi \cdot 8,16^3}{32}} = 130,7 \text{ MPa} \quad (4.16)$$

Napětí v řezu II

$$\begin{aligned}\sigma_{oII} &= \frac{M_{oII}}{W_{oII}} = \frac{\frac{F_{ZN}}{2} \cdot (l_6 + l_7) + F_2 \cdot l_6}{\frac{\pi \cdot d_{II}^3}{32}} = \frac{\frac{697}{2} \cdot (20 + 22) - 324 \cdot 22}{\frac{\pi \cdot 9,5^3}{32}} \\ \sigma_{oII} &= 89,2 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (4.17)$$

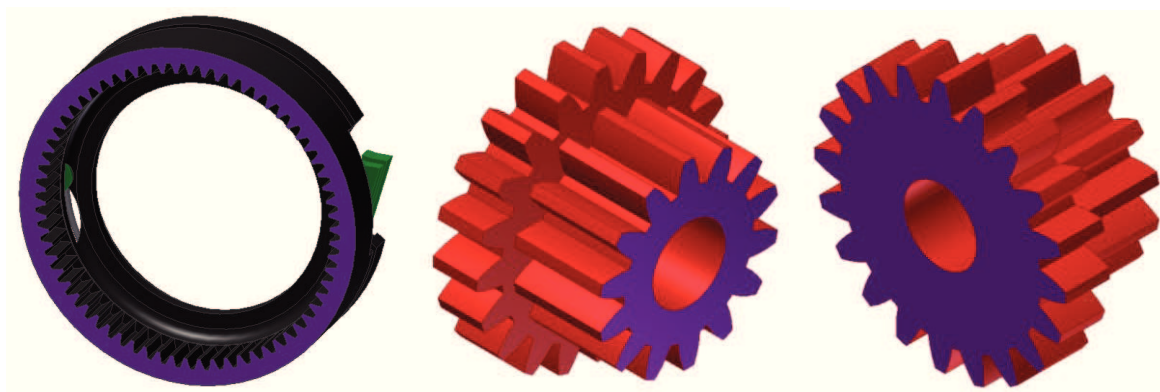
Napětí v řezu III

$$\sigma_{oIII} = \frac{M_{oIII}}{W_{oIII}} = \frac{\frac{F_{ZN}}{2} \cdot l_4}{\frac{\pi \cdot d_{III}^3}{32}} = \frac{\frac{697}{2} \cdot 13}{\frac{\pi \cdot 10^3}{32}} = 46,1 \text{ MPa} \quad (4.18)$$

Největší napětí vyšlo v řezu I 130,7 MPa. Toto napětí nepřekračuje mez kluzu běžných konstrukčních ocelí, takže hřídel pevnostně vyhovuje.

4.4 Materiál ozubených kol

Pro zjištění vlastností materiálu ozubených kol byla změřena tvrdost povrchu dle Vickerse. Měřena byla dvě kola, a to satelit 1 a korunové kolo 1. Povrch kol byl vyleštěn a poté bylo provedeno několik zkoušek. Plochy, na kterých byly zkoušky provedeny, jsou vyznačeny fialovou barvou na obr. 4.6.



Obr. 4.6 – Zkoušky ozubených kol

Na satelitu 1 se tvrdost kola pohybuje na úrovni 946 HV při všech měřeních. Korunové kolo 1 má tvrdost v rozsahu od 644 HV do 752 HV. Dle ČSN ISO 6336-5 [6] odpovídá materiál satelitu 1 tvářené nitridační oceli s dovoleným napětím v dotyku přibližně $\sigma_{Hlim} = 1500 \text{ MPa}$ a v ohybu $\sigma_{FE} = 2 \cdot \sigma_{Flim} \cong 920 \text{ MPa}$. Korunové kolo 1 odpovídá cementované tvářené oceli s dovolením napětím v dotyku přibližně $\sigma_{Hlim} = 1300 \text{ MPa}$ a v ohybu $\sigma_{FE} = 2 \cdot \sigma_{Flim} \cong 850 \text{ MPa}$. Pro pravděpodobnost poškození 1%.

4.5 Pevnostní výpočet soukolí A

Pro pevnostní kontrolu bylo zvoleno soukolí zabírající při prvním převodovém stupni a to především proto, že pro jeho kola byla provedena zkouška pevnosti a tak známe jejich přibližné mechanické vlastnosti. Zjednodušený pevnostní výpočet byl proveden v katedrálním programu ČSNw dle normy DIN 3990 metody C [2]. Při výpočtu ozubení touto metodou se počítá se jmenovitým zatížením nebo maximálním provozním zatížením při nejčastějších provozních podmínkách.

Podle metody C působí zatěžující síla na hlavě zubu v bodě A na obr. 4.7. A ohybové napětí se potom spočítá dle vztahu (4.19).

$$\sigma_F = \sigma_{FO-C} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \text{ [MPa]} \quad (4.19)$$

Kde:

$$\sigma_{FO-C} = \frac{F_t}{b_F \cdot m_n} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \text{ [MPa]} \quad - \text{ místní ohybové napětí,} \quad (4.20)$$

$$F_t = \frac{2000 \cdot M_k}{d} \text{ [N]} \quad - \text{ obvodová síla,} \quad (4.21)$$

M_k – točivý moment působící na kolo s roztečným průměrem d ,

b_F – šířka zubu,

m_n – normálový modul,

Y_{Fa} – součinitel tvaru zubu,

Y_{Sa} – součinitel koncentrace napětí,

Y_ε – součinitel vlivu záběru profilu,

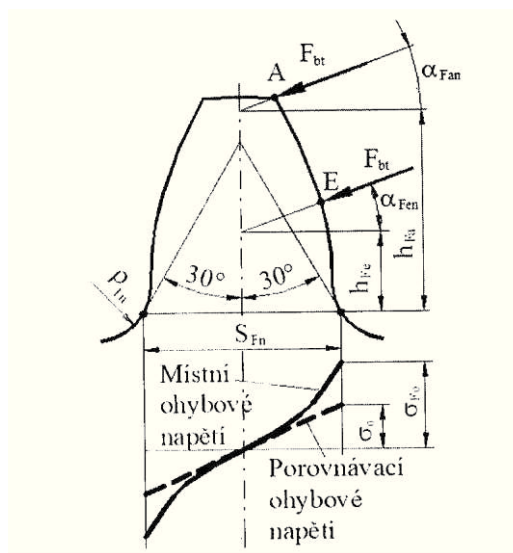
Y_β – součinitel sklonu zubů,

K_A – součinitel vnějších dynamických sil,

K_V – součinitel vnitřních dynamických sil,

$K_{F\alpha}$ – součinitel nerovnoměrnosti zatížení,

$K_{F\beta}$ – součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce.



Obr. 4.7 – Obvodová síla působící na zub ozubeného kola [2]

Výpočet napětí v dotyku (Hertzových tlaků) je stejný pro výpočetní metody B, C i D.

$$\sigma_H = Z_{B,D} \cdot \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}} \quad [MPa] \quad (4.22)$$

Kde:

$$\sigma_{HO} = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t}{d \cdot b} \cdot \frac{u+1}{u}} \quad [MPa] \quad \text{– místní napětí v dotyku,} \quad (4.23)$$

$Z_{B,D}$ – součinitel jednopárového záběru,

Z_H – součinitel spoluzabírajících zubů,

Z_E – součinitel mechanických vlastností materiálu,

Z_ε – součinitel délky dotykové křivky záběru,

Z_β – součinitel vlivu sklonu zubu.

Bezpečnosti v ohybu se spočítá dle (4.24).

$$S_F = \frac{2 \cdot \sigma_{Flim}}{\sigma_F} \quad [-] \quad (4.24)$$

Bezpečnosti v dotyku se spočítá dle (4.25).

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim}}{\sigma_H} \quad [-] \quad (4.25)$$

Pevnostní výpočet byl proveden v katedrálním softwaru CSNw výsledky tohoto výpočtu jsou v příloze B.

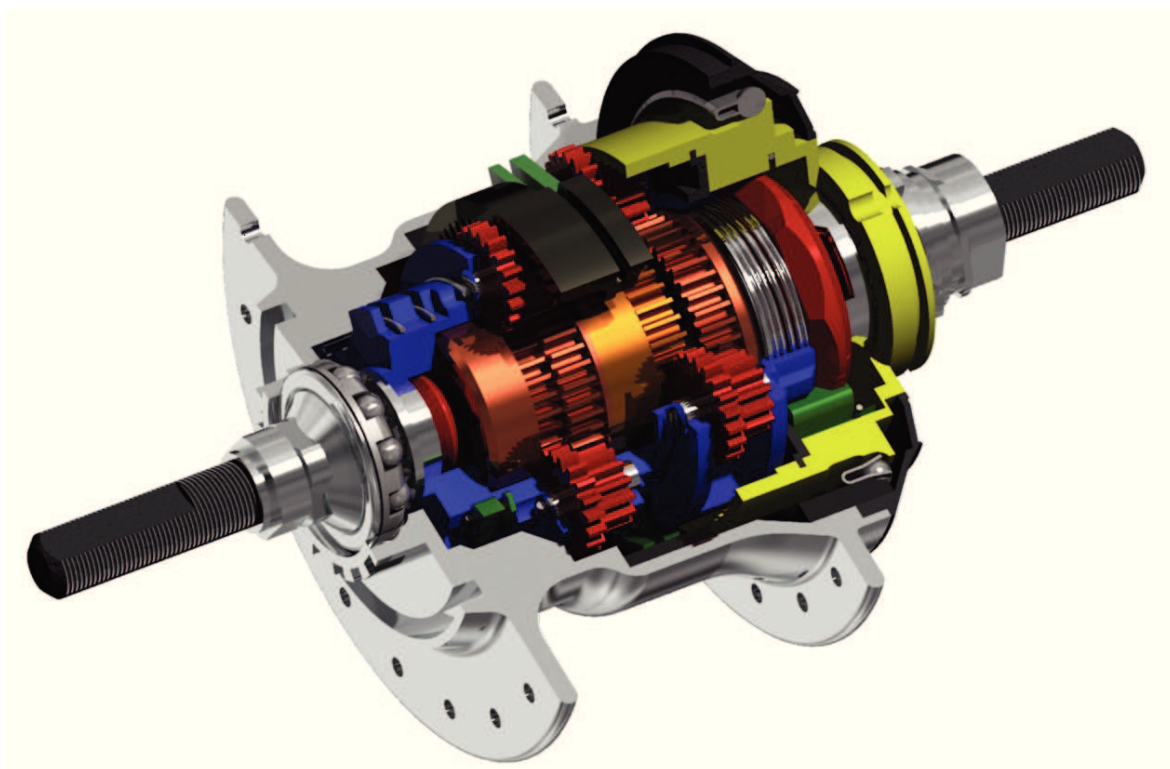
Tab. 4.2 – Přehled bezpečností ozubených kol

		Korunové kolo 1 – satelit 1		Centrální kolo 1 – satelit 1	
		Korunové kolo 1	Satelit 1	Centrální kolo 1	Satelit 1
Ohyb	$\sigma_F [MPa]$	331	276,6	296,9	322,3
	$\sigma_{Flim} [MPa]$	850	644	850	644
	$S_F [-]$	2,568	2,328	2,863	1,998
Dotyk	$\sigma_H [MPa]$	1051,4	1051,4	1260,9	1260,9
	$\sigma_{Hlim} [MPa]$	1300	1500	1300	1500
	$S_H [-]$	1,236	1,427	1,031	1,190

Nejmenší bezpečnost vyšla na centrálním kole 1 v kontaktu se satelitem 1 v dotyku a to 1,031 viz tab. 4.2. Bezpečnosti v ohybu se pohybuje nad hranicí 2. Kola pevnostně vyhovují.

5 Závěr

Diplomová práce se zabývá kinematickým a konstrukčním rozбором dodané sedmistupňové nábojové převodovky jízdního kola Shimano Nexus 7 SG-7R46. Byl vypracován přehled současných a, v minulosti používaných převodových mechanismů. Dále byla vytvořena kinematická schémata pro každý převodový stupeň a spočteny převodové poměry, které mají rozsah 2,44. Pomocí posuvného měřítka byly odměřeny rozměry ozubení a pomocí funkce identifikace v katedrálním softwaru geometrie odhadnut modul ozubených kol na 0,76. Korekce jednotlivých kol byly spočteny tak, aby rozměry odpovídaly naměřeným hodnotám rozměrů přes zuby. Dále byl proveden rozbor a vyhodnocení funkcí jednotlivých částí převodovky. Kontrolní výpočet pevného hřídele byl proveden na ohyb bez uvažování vrubů či dynamického namáhání. Dle normy DIN 3990 metody C byla provedena zjednodušená pevnostní kontrola ozubených kol, zabírajících při prvním převodovém stupni. Pro pevnostní výpočet ozubení bylo potřeba zjistit materiálové vlastnosti oceli, z které jsou kola vyrobena. Za tímto účelem byla provedena zkouška pevnosti dle Vickerse. Následně byl nakreslen sestavný výkres převodovky, čímž byly veškeré stanovené cíle diplomové práce splněny.



Obr. 5.1 – Řez převodovkou Shimano Nexus 7

6 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] BARONI, Francesco. *Bicykl: historie, mýty, posedlost..* Čestlice: Rebo, 2011, 303 s. ISBN 978-80-255-0459-8.
- [2] MORAVEC, Vladimír, Zdeněk DEJL, Miloš NĚMČEK, Zdeněk FOLTA a Jiří HAVLÍK. *Čelní ozubená kola v převodovkách automobilů.* Ostrava: MONTANAX a.s., 2009. ISBN 978-80-7225-304-3.
- [3] BOHÁČEK, František a kolektiv. *Části a mechanismy strojů III. Převody.* Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1987.
- [4] MORAVEC, Vladimír. *Mechanické a hydraulické převody: mechanické převody.* Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2000, 107 s. ISBN 80-707-8807-0.
- [5] ČSN ISO 6336-5. Výpočet únosnosti čelních ozubených kol s přímými a šikmými zuby: Část 5: Údaje o pevnosti a kvalitě materiálů. Praha: Český normalizační institut, 2005. 64 s. Třídní znak 01 4687.
- [6] Epicyclic gearing. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2012-05-01]. Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/Epicyclic_gearing
- [7] The CELERIFERE: The First Bicycle Ever Made. *Joanna Bicycle* [online]. 2012 [cit. 2012-05-01]. Dostupné z: <http://joannabicycle.hubpages.com/hub/celerifere-first-bicycle>
- [8] Vývoj jízdního kola cyklo-celotáborovka „Vynalézání kola“. *Adamek* [online]. 2012 [cit. 2012-05-01]. Dostupné z: <http://www.adamek.cz/kolo/historie/vyvoj-jizdniho-kola/vyvoj-kola-historie-celotaborova-hra.pdf>
- [9] Jak se stalo z drezíny kolo. *Cyklo planet* [online]. 2011 [cit. 2012-05-01]. Dostupné z: <http://www.cykloplanet.cz/blog/jak-se-stalo-z-dreziny-kolo/>
- [10] Rover safety bicycle, 1885. *Making the modern world* [online]. 2012 [cit. 2012-05-01]. Dostupné z: http://www.makingthemodernworld.org.uk/icons_of_invention/technology/1880-1939/IC.025/
- [11] Internal Gear Hubs. *Sram* [online]. 2012 [cit. 2012-05-01]. Dostupné z: <http://www.sram.com/sram/urban/component/internal-gear-hubs>
- [12] SPEEDHUB 500/14. *Rohloff* [online]. 2012 [cit. 2012-05-01]. Dostupné z: <http://www.rohloff.de/en/products/speedhub/index.html>
- [13] Classic Lightweights UK [online]. 2012 [cit. 2012-05-01]. Dostupné z: <http://www.classiclightweights.co.uk/>

- [14] Burstons 'Victory' high-wheel bicycle. *Museum Victoria* [online]. 1968 [cit. 2012-05-12]. Dostupné z: <http://museumvictoria.com.au/treasures/record.aspx?PID=14&Path=3&img=2>
- [15] *Shimano cycling* [online]. 2012 [cit. 2012-05-10]. Dostupné z: <http://cycle.shimano-eu.com/>
- [16] Trénink výkonnosti pomocí výkonu. *CycleOps* [online]. 2008 [cit. 2012-05-12]. Dostupné z: www.cycleops.cz/files/power_comparison.xls

7 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A: Geometrie ozubených kol

Příloha B: Pevnostní výpočty ozubených kol

Sestavný výkres

TRO092 – 1

CD-ROM s textem práce a výrobní dokumentací v zadaném rozsahu

Poděkování

Poděkování patří vedoucímu mé diplomové práce panu prof. Ing. Vladimíru Moravcovi CSc. za odborné připomínky a pomoc při vypracování diplomové práce.

V Ostravě 21. Května 2012

.....

podpis studenta